

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh převodovky pro koaxiální pohon
dopravního pásu

Design of Gearbox for Coaxial Drive of Conveyor Belt

Student:

Michal Pelda

Vedoucí bakalářské práce:

Dr. Ing. Anna Plchová

Ostrava 2017

Zadání bakalářské práce

Student: **Michal Pelda**

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení

Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení

Téma: Konstrukční návrh převodovky pro koaxiální pohon dopravního pásu
Design of Gearbox for Coaxial Drive of Conveyor Belt

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte rešerši v oblasti navrhovaného zařízení.
2. Navrhněte variantní řešení a zdůvodněte výběr řešené varianty v souladu s cíli práce. Bližší specifikaci podmínek sdělí zadavatel: Wikov.
3. Pro vytvoření 3D modelu vašeho řešení zvolte CAD/CAM systém používaný na Fakultě strojní.
4. Ze 3D modelu vytvořte sestavný výkres.
5. Nakreslete jeden dílenský výkres ze sestavy (zadání bude upřesněno v průběhu řešení).
6. Proveďte nezbytné výpočty a výpočty s využitím speciálních SW.
7. Bakalářská práce bude vyhotovena v souladu s požadavky a předpisy Fakulty strojní.
8. Rozsah práce: min. 35 stran textu mimo přílohy, výkresová část formát A0.
9. Při řešení spolupracujete se zadávací firmou Wikov.
10. Základní technické parametry (dle zadavatele):
Krouťící (točivý) moment: 3600 Nm
Převodový poměr: 24.5
Otáčky motoru: 1500 ot/min

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] FS_SME_05_003 verze: G *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce.*,
- [2] ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura.* Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [3] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů.* 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
- [4] BOHÁČEK, F. *Části a mechanismy strojů I a II.* Brno: VUT Brno, 1987.
- [4] BOHÁČEK, F. *Části a mechanismy strojů II - Hřídele, tribologie, ložiska.* . Brno VUT Brno, 1987, 213 s., ISBN 55-581-87.
- [5] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [6] DEJL Z. *Konstrukce strojů a zařízení I – Spojovací části strojů.* Ostrava: Montanex, 2007. 225s. ISBN 80-7225-018-3.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

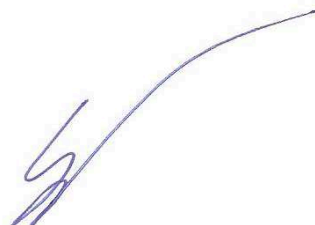
Vedoucí bakalářské práce: **Dr.Ing. Anna Plchová**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 15.05.2017



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne: 15. 5. 2017


.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne: 15. 5. 2017



Podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Michal Pelda

Adresa trvalého pobytu autora: Nerudova 343, Břidličná, 793 51

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

PELDA, M. *Konstrukční návrh převodovky pro koaxiální pohon dopravního pásu: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2017, 46 s. Vedoucí práce: Plchová, A.

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh převodovky pro koaxiální pohon dopravního pásu s elektrickým pohonem uvnitř hnacího bubnu. V úvodu práce je řešeno pásových dopravníků, především o elektrobubnech. Následuje výpočet geometrie ozubení a jeho kontrola za pomoci katedrálního programu. Dále je výpočet sil v ozubení a určení reakcí v podporách. Následuje návrh hřídelí, který byl proveden v programu MITCalc. Z výsledků výpočtu hřídelí byly získány hodnoty zatížení v ložiskách, podle kterých byla navrhována ložiska, také v programu MITCalc. V průběhu návrhu ložisek byl také zvolen typ maziva pro ložiska i zuby.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

PELDA, M. *Design of Gearbox for Coaxial Drive of Conveyor Belt: bachelor thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2017, 46 s. Thesis head: Plchová, A.

The aim of this bachelor thesis is a structural design of coaxial gearbox for driving the conveyor belt with an electric drive inside the drive pulley. In the beginning of the thesis is a research about belt conveyors, especially drum motors. Next is a proposal of the geometry of gearing and its control by the department's program. In the following part is a calculation of forces in the gearing and identify the supports. Next is a proposal of the shafts, which was conducted in the program MITCalc. This process gained values of the load on the bearing, according to which values the bearings were proposed again in program MITCalc. During the designing of the bearings was also selected the type of oil for bearings and gearing.

Obsah

| | |
|---|----|
| Seznam použitých značek a symbolů..... | 9 |
| 1 Úvod | 11 |
| 2 Rešerše - Pásové dopravníky | 12 |
| 2.1 Hnací bubny | 12 |
| 2.2 Pásové dopravníky s elektrobubnem..... | 13 |
| 2.3 Uplatnění elektrobubnů | 13 |
| 2.4 Základní konstrukce elektrobubnů | 14 |
| 3 Převodové mechanismy | 15 |
| 3.1 Mazání převodového mechanismu elektrobubnů..... | 16 |
| 4 Návrh převodovky | 17 |
| 5 Výpočet šikmého ozubení | 19 |
| 5.1 Návrh modulu pro šikmé ozubení | 19 |
| 5.2 Výpočet korekcí pastorku a kola..... | 21 |
| 5.3 Pevnostní kontrola ozubení | 22 |
| 5.4 Výpočet geometrických, záběrových parametrů a kontrolních parametrů | 24 |
| 5.5 Tabulka vypočtených geometrických, záběrových a kontrolních parametrů | 25 |
| 6 Výpočet přímého ozubení..... | 27 |
| 7 Síly v ozubení a reakce v podporách | 28 |
| 7.1 Síly na vstupní hřídeli | 29 |
| 7.2 Síly na předlohouvé hřídeli | 29 |
| 7.3 Síly na ozubeném věnci | 30 |
| 8 Návrh a výpočet hnací hřídele | 31 |
| 8.1 Výpočet průměru hřídele..... | 31 |
| 8.2 Tvar a rozměry hřídele | 32 |
| 8.3 Vruby a zápichy na hřídeli | 32 |
| 8.4 Zatížení hřídele..... | 32 |
| 8.5 Rotující hmoty..... | 33 |
| 8.6 Materiál a způsob namáhání..... | 33 |
| 8.7 Výsledky výpočtu..... | 34 |
| 9 Návrh a výpočet předlohouvé hřídele..... | 35 |
| 9.1 Výpočet nalisovaného spoje mezi ozubeným kolem a hřídelí | 35 |

| | | |
|------|---|----|
| 9.2 | Návrh rozměrů spoje | 36 |
| 9.3 | Návrh a volba uložení | 37 |
| 9.4 | Únosnost, pevnostní kontrola a montážní parametry spoje | 37 |
| 9.5 | Montážní parametry | 37 |
| 9.6 | Kontrola spoje namáhaného přídatným zatížením | 37 |
| 9.7 | Výsledky výpočtu předlohové hřídele | 38 |
| 10 | Návrh valivých ložisek | 39 |
| 10.1 | Volba typu ložiska a zatížení ložiska | 39 |
| 10.2 | Výpočet ložisek s kosouhlým stykem | 40 |
| 10.3 | Kontrola ložiska na modifikovanou trvanlivost a provozní parametry .. | 41 |
| 10.4 | Volba rozměrů ložiska..... | 42 |
| 10.5 | Zvolená ložiska..... | 42 |
| 11 | Mazivo | 43 |
| 12 | Závěr | 44 |
| 13 | Literatura..... | 45 |
| 14 | Seznam příloh | 46 |

Seznam použitých značek a symbolů

| Značka | Jednotka | Název |
|--------------|----------|-------------------------------------|
| a_w | [mm] | osová a osová pracovní vzdálenost |
| b | [mm] | společná šířka kol |
| C | [N] | základní dynamická únosnost |
| C_0 | [N] | základní statická únosnost |
| d | [mm] | průměr |
| D | [mm] | vnější průměr ozubeného kola |
| E | [-] | modul pružnosti v tahu |
| F_a | [N] | axiální síla |
| F_r | [N] | radiální síla |
| F_{rA} | [N] | radiální síla |
| F_t | [N] | tečná síla |
| i | [-] | převodový poměr |
| J_{HV} | [HV] | tvrdost v jádře |
| K_A | [-] | součinitel vnějších dynamických sil |
| K_a | [N] | vnější osová síla |
| $K_{H\beta}$ | [-] | součinitel nerovnoměrnosti zatížení |
| L | [mm] | funkční délka spoje |
| L_{mh} | [h] | modifikovaná trvanlivost |
| L_{10h} | [h] | základní trvanlivost |
| m | [Kg] | hmotnost |
| M_{oa} | [Nm] | ohybový moment od axiální síly |
| M_K | [Nm] | krouticí moment |
| m_n | [mm] | normálový modul |
| n | [ot/min] | otáčky |
| P | [KW] | výkon elektromotoru |
| P | [N] | dynamické ekvivalentní zatížení |
| p | [MPa] | střední stykový tlak |
| $p_{\max D}$ | [MPa] | maximální dovolený stykový tlak |
| $p_{\min D}$ | [MPa] | minimální dovolený stykový tlak |
| q | [-] | koeficient citlivosti materiálu |
| R_a | [μm] | drsnot povrchu |
| R_e | [MPa] | mez pevnosti skluzu |
| R_m | [MPa] | mez pevnosti v tahu |
| R | [N] | reakce v podpoře |

| | | |
|----------------------------|----------------------|--|
| S_F | [-] | provozní součinitel pro ohyb zubu |
| SF_D | [-] | minimální dynamická bezpečnost |
| SF_{D_D} | [-] | dovolená minimální dynamická bezpečnost |
| S_H | [-] | provozní součinitel pro dotyk zubu |
| SF_{ST} | [-] | minimální statická bezpečnost |
| SF_{ST_D} | [-] | minimální dovolená statická bezpečnost |
| s_0 | [-] | součinitel statické bezpečnosti |
| T | [°] | provozní teplota |
| V_{HV} | [HV] | tvrdost na boku zubu |
| X | [mm] | x-ová souřadnice |
| x | [mm] | korekce zubů |
| z | [-] | počet zubů |
| Z_R | [-] | součinitele výchozí drsnosti boku zubu |
| α_0 | [-] | součinitel namáhání |
| β | [°] | úhel sklonu zubu |
| β | [-] | součinitel vrubu |
| γ_D | [mm] | dovolený průhyb |
| γ | [mm] | maximální průhyb |
| δ | [μm] | montážní přesah |
| $\varepsilon_{\alpha min}$ | [-] | souč. trvání záběru evolventy u neprotuberančního/protuberančního nástroje |
| ε_{β} | [-] | součinitel trvání záběru kroku |
| μ | [-] | modul pružnosti ve smyku |
| ν | [mm ² /s] | provozní viskozita |
| σ_{Flimb}^0 | [MPa] | mez únavy v ohybu |
| σ_{Hlim}^0 | [MPa] | mez únavy v dotyku |
| φ | [°] | maximální zkroucení |
| φ_D | [°] | dovolené zkroucení |
| ψ_b | [-] | šířka ozubení vůči osové vzdálenosti |
| ψ_d | [-] | šířka ozubení vůči roztečnému průměru |
| ψ_m | [-] | šířka ozubení vůči velikosti modulu |
| ω_1 | [rad/s] | obvodová rychlost |

1 Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem převodovky pro koaxiální pohon bubnového dopravníku. Parametry odpovídají skutečným požadavkům této práce. Práce byla průběžně konzultována s konstruktérem z firmy Wikov MGI a.s. v Hronově.

V práci je provedena rešerše, která se týká tohoto tématu a následuje výpočet potřebných parametrů. Pohon je podle požadavků práce uvnitř dopravníku.

Cíle práce

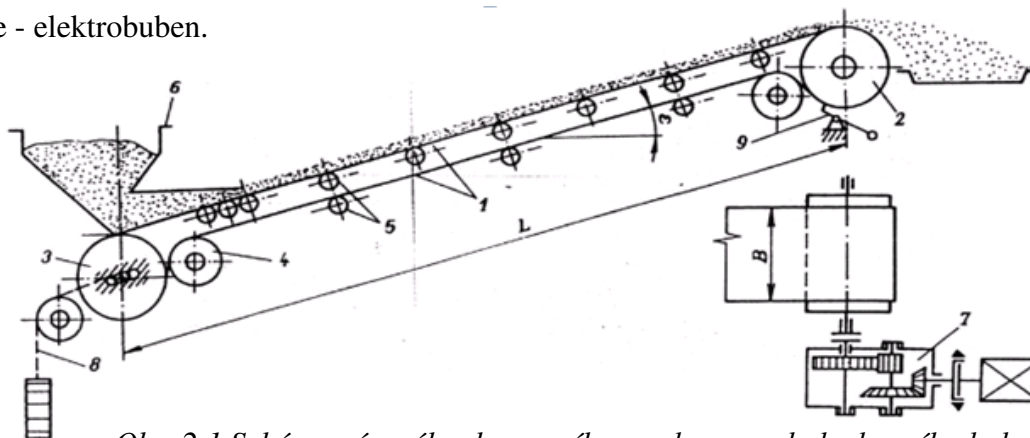
Cílem bakalářské práce je provést návrh převodovky elektrobubnu, konkrétně zadavatelem požadovaných částí a to ozubení, hřídelí a ložisek. Pro vytvoření 3D modelu byl použit SW z fakulty strojní. Výsledný konstrukční návrh respektuje zadané parametry převodovky:

- | | |
|--------------------|-------------|
| - Převodový poměr: | 24.5 |
| - Otáčky motoru: | 1500 ot/min |
| - Krouticí moment: | 3600 Nm |
| - Výkon: | 15 kW |

2 Rešerše - Pásové dopravníky

Jsou to strojní zařízení z kategorie dopravníků. Slouží k přepravě sypkých hmot, polotekutých a kusových materiálů a to ve vodorovném, nebo nakloněném směru pomocí pásu.

Konvenční řešení pásového dopravníku má zřízený pohon z boku hnacího bubnu. Pohonná jednotka zahrnuje několik komponentů, jako jsou spojka, brzda a převodovka. Efektivnějším typem pohonu pásového dopravníku je pohon zabudovaný uvnitř hnacího válce - elektrobuben.



Obr. 2.1 Schéma pásového dopravníku s pohonem z boku hnacího bubnu [1]

1 - dopravní pás (pryžový, PVC, textilní, ocelový apod.), 2 - hnací buben (zpravidla na konci dopravníku), 3 - napínací buben, 4 - vodící buben, 5 - podpěrné válečky, 6 - násypka, 7 - poháněcí stanice, 8 - napínací zařízení, 9 - zařízení přitlačující pás k bubnu.

2.1 Hnací bubny

Hnací buben je výstupní zařízení pohonu pásového dopravníku, který přenáší pohyb na pás dopravníku. Válec přenáší rotační pohyb pohonu na pohyb lineární, tím převáží materiál na nekonečném pásu.

Hnací buben je uložen do dvou ložiskových domků z obou stran. Vyrábí se odléváním nebo tvarováním oceli a následným svařováním (elektrobubny se nesvařují). Povrch hnacích bubnů je hladký nebo s pryžovým či keramickým obložením. Instalace keramického obložení se provádí lepením keramických destiček do pryžových pásů a ty se nalepí na poháněcí buben. Další variantou je přivařit kovové pláty s keramickým obložením. Obložení vytváří vyšší koeficient tření.



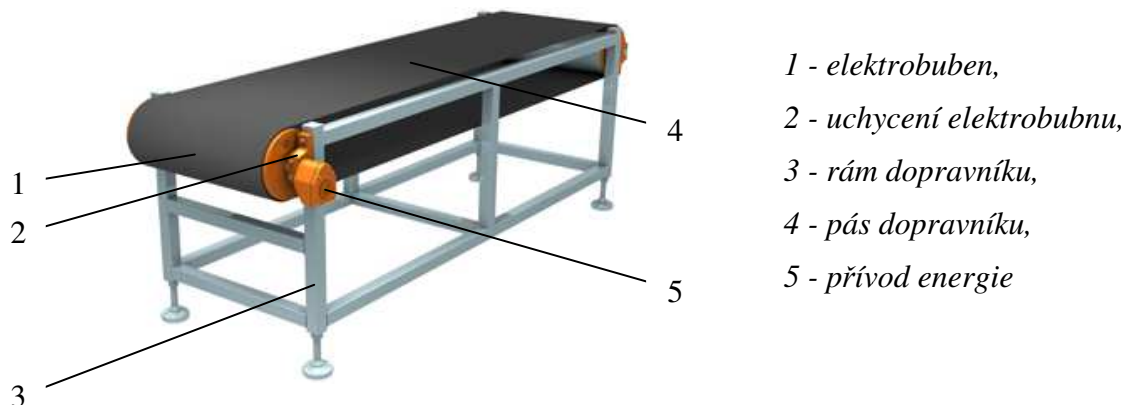
Obr. 2.2 Elektrobuben [2]



Obr. 2.3 Konvenční hnací buben [2]

2.2 Pásové dopravníky s elektrobubnem

Elektrobuben je typ pohonu pásového dopravníku, který má motor s převodovým mechanismem uvnitř válce.



Obr. 2.4 Pásový dopravník poháněný elektrobubnem [3]

Úkolem elektrobubnu je zajištění kompaktní, zcela uzavřené hnací jednotky s vysokou účinností a nižšími ztrátami třením než u konvenčního motoru s převodovkou a elektromotorem mimo hnací buben. Ve srovnání s konvenčními pohony zde není zapotřebí žádný další prostor k instalaci motoru, převodovky a hnacího ústrojí.



Obr. 2.5 Typy elektrobubnů od Interroll [4]



Obr. 2.6 Uložení a napájení elektrobunu [4]

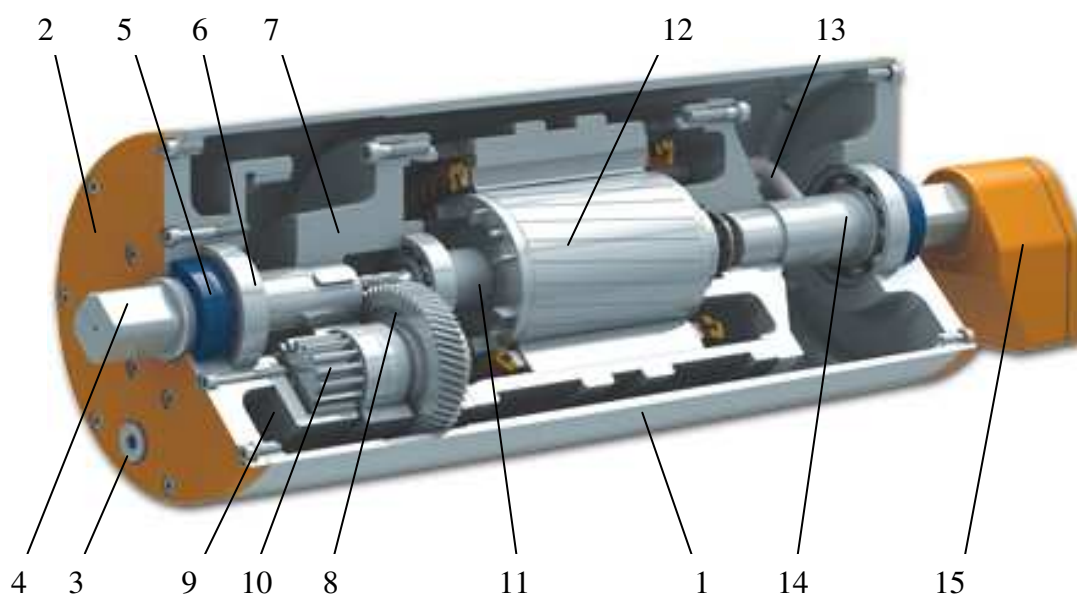
2.3 Uplatnění elektrobubnů

Dnes lze spatřit spoustu příkladů použití elektrobubnů v průmyslu, při transportu vytěžené hmoty, na odbavovacích dopravnících, v potravinářském průmyslu atd. Často se také používá obousměrný elektrobuben především u průmyslových a garážových vrat. Elektrobubny mohou být navrženy k práci v prostředí s -40°C až $+50^{\circ}\text{C}$.

2.4 Základní konstrukce elektrobubnů

Uzavřená konstrukce zajišťuje také bezúdržbový a cenově výhodný provoz bubnových motorů, minimalizaci odstávek a údržby. Uzavřená konstrukce je odolná vůči vniknutí jiných maziv, chemickému čištění a extrémně odolná proti působení prachu. Energetická účinnost snižuje spotřebu energie a tím i celkové náklady na vlastnictví dopravního systému. Elektrobubny mohou být poháněny asynchronním i synchronním elektrickým motorem.

Základní konstrukce elektrobubnu vychází z Obr. 2.7.



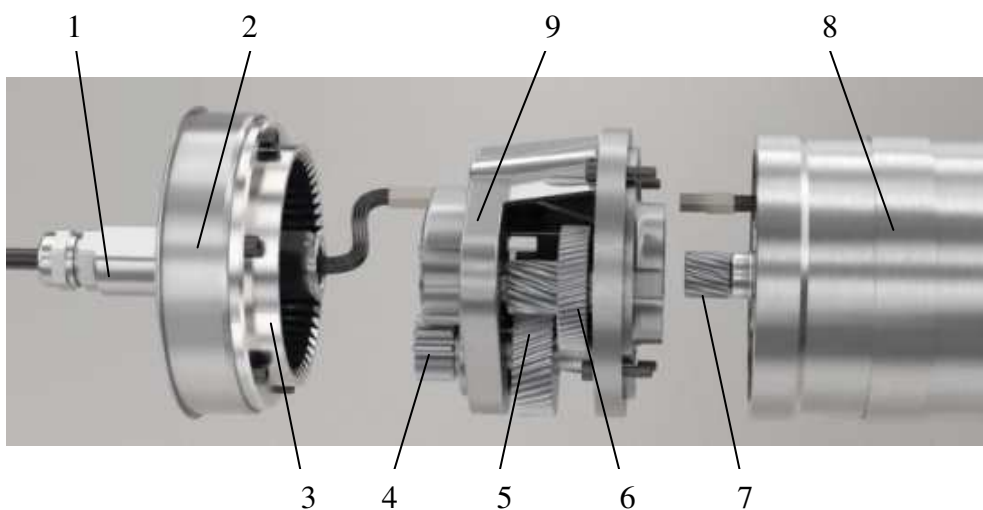
Obr. 2.7 Základní popis konstrukce elektrobubnu [3]

1 - ocelový válec (může být s pryžovým nebo keramickým obložením), 2 - víko, 3 – olejová zátka, 4 - podpěrná hřídel (s částí na uchycení elektrobubnu), 5 - těsnění, 6 - ložisko (odděluje otáčky od nehybných součástí elektrobubnu), 7 - skříň převodovky, 8 - dvoustupňová převodovka, 9 - ozubený věnec (přenáší výkon z převodovky na ocelový válec šroubovým spojem), 10 - předloková hřídel (s pastorkem), 11 - vstupní hřídel převodovky (výstupní hřídel elektromotoru), 12 - elektromotor, 13 - Přívod energie (kabel procházející dutou hřídelí), 14 - Dutá hřídel, 15 - přívod energie.

3 Převodové mechanismy

Existují dva typy převodových mechanismů v elektrobubnech.

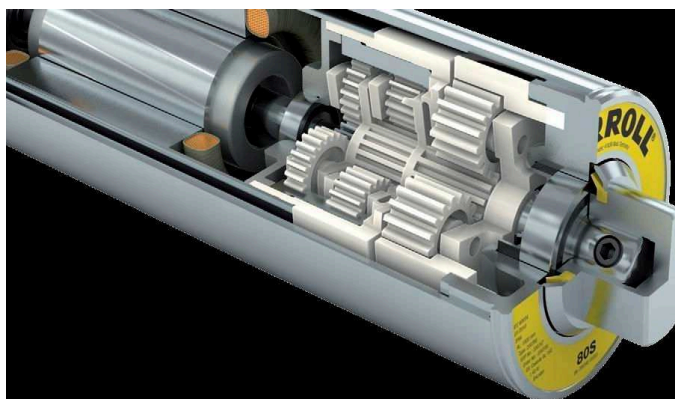
Příklad prvního typu je na *Obr. 3.1*. Jedná se o třístupňové koaxiální uspořádání pohonu se souosými hřídeli. První a druhý stupeň je se šikmým ozubením, lze tím zmenšit rozměry převodových párů kol. Třetí stupeň je s ozubeným věncem a má ozubení přímé, je to výhodnější při montáži. Skříň převodovky v elektrobubnech má otevřenou konstrukci a je spojený s podpěrnou hřídelí a skříní elektromotoru. Obě skříně jsou ve stacionární poloze, která je zajištěna podpěrnými hřídeli. Jedna podpěrná hřídel je vždy dutá a slouží k přívodu energie. Literaturu pro tuto kapitolu jsem čerpal z [9]



Obr. 3.1 Tří stupňová předloková převodovka elektrobubnu [3]

1 - dutá hřídel (s přívodem energie), 2 - víko elektrobubnu (spojené s ozubeným věncem), 3 - ozubený věnec, 4 - pastorek předlokové hřídele, 5 - druhý stupeň převodovky, 6 - ozubené kolo prvního stupně převodovky, 7 - vstupní hřídel převodovky (výstupní hřídel z elektromotoru), 8 - elektromotor, 9 - skříň převodovky

Druhý typ převodového mechanismu v elektrobubnech je na *Obr. 3.2*. Jedná se o vícestupňovou planetovou převodovku uloženou sériově za sebou.



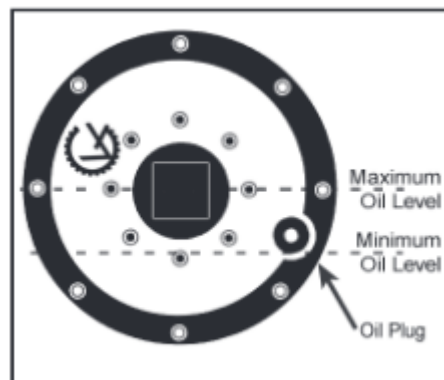
Obr. 3.2 Planetová převodovka elektrobubnu [4]

3.1 Mazání převodového mechanismu elektrobubnů

Výměna oleje se doporučuje po 50 000 hodinách. Pro kontrolu a výměnu oleje u elektrobubnů slouží olejová zátka zašroubovaná do víka ocelového válce, která je zobrazená na *Obr. 3.3*. Minimální a maximální hladina oleje v elektrobunu je zobrazena na *Obr. 3.4*. Nepoužívá se olej s aditivy, protože může poškodit izolaci nebo těsnění v elektrobubnech. Příklady vhodných olejů jsou uvedeny na *Obr. 3.5*.



Obr. 3.3 Olejová zátka z víka elektrobubnu [3]



Obr. 3.4 Min. a max. hladina oleje [3]

| Oil Type | |
|---------------------|---------------------------|
| Manufacturer | Oil Type |
| Petro Canada | Enduratex EP 150 Gear Oil |
| Castrol | Molub-Alloy Gear Oil 84 |
| Chevron | NL Gear Compound 150 |
| Esso / Imperial Oil | Spartan EP 150 |
| Citgo | EP Compound 150 |
| Gulf | EP Lubricant 140 |
| Shell | Omala S2 G 150 |
| Sunoco | SUNEP 150 |
| Mobil | Mobil Gear 629, SHC 150 |

| Food Grade Oil Type | |
|---------------------|------------------|
| Manufacturer | Oil Type |
| Petro Canada | Purity FG EP 100 |
| Mobil/Exxon | Nuto FG 100 |

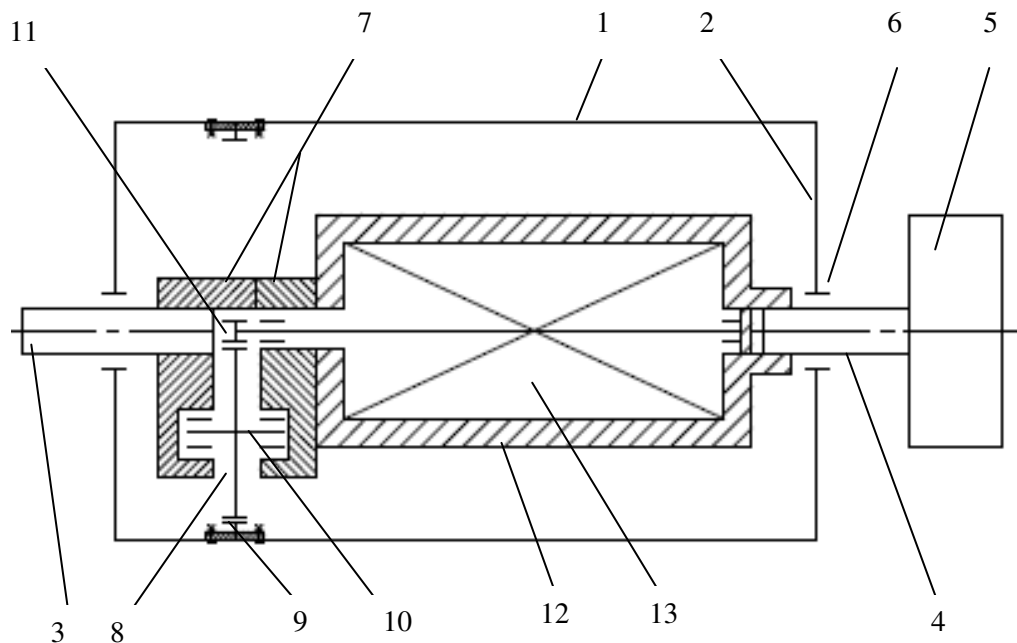
| Clutch Brake Oil Type | |
|-----------------------|---|
| Manufacturer | Oil Type |
| Petro Canada | Duratran Transmission/ Hydraulic Fluid |

Obr. 3.5 Vhodné typy olejů a jejich výrobci [3]

4 Návrh převodovky

Konstrukční řešení koaxiální převodovky pro pohon pásového dopravníku je efektivní náhrada konvenčního bočního pohonu pásového dopravníku. Toto řešení zahrnuje elektromotor, vytvořený pro použití v konceptu elektrobubny, převodový mechanismus navržený dle vstupních parametrů zadavatele a skříň, která slouží k uložení elektromotoru a převodového mechanismu.

Na Obr. 4.1 a Obr. 4.2 jsou schematické návrhy konstrukce převodovky.



Obr. 4.1 První řešení navrhované konstrukce

1 - ocelový válec, 2 - víko, 3 - podpěrná hřídel, 4 - dutá hřídel, 5 - přívod energie, 6 - ložisko, 7 - skříň převodovky, 8 - ozubené okolo, 9 - ozubený věnec, 10 - předloková hřídel, 11 - vstupní hřídel, 12 - skříň elektromotoru, 13 - elektromotor.

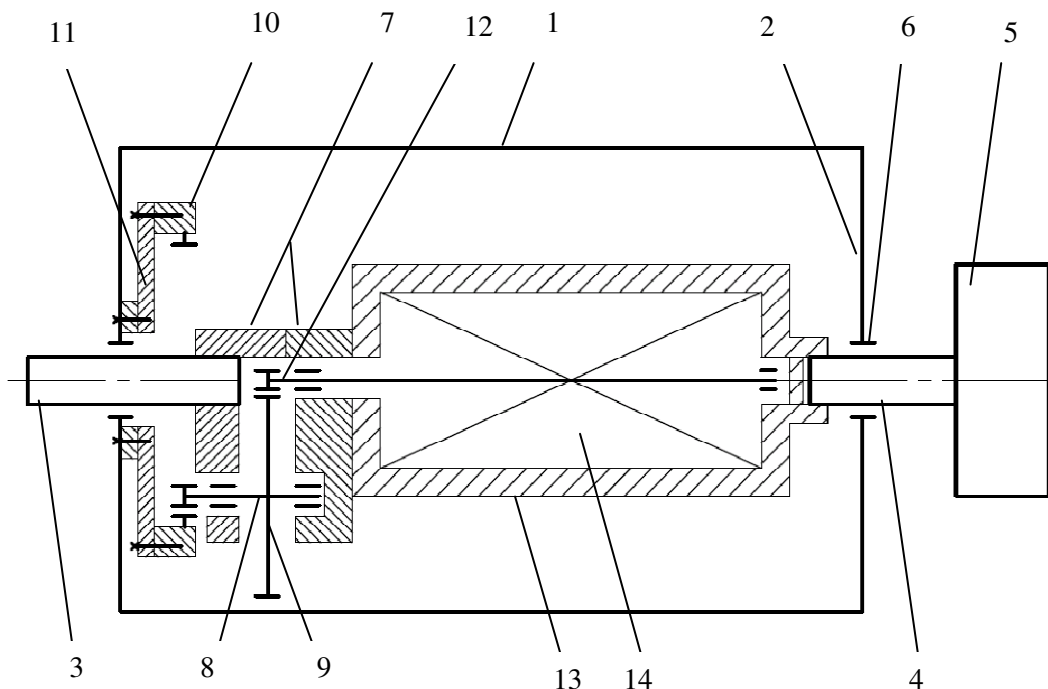
První návrh je planetová převodovka a má převodové poměry $i_{1,2} = 5$ a $i_{2,3} = 4,5$. Průměr ozubení pastorku vstupní hřídele jsem předběžně navrhl $d_1 = 30 \text{ mm}$, satelit $d_2 = 150 \text{ mm}$ (1) a průměr ozubeného věnce $d_3 = 675 \text{ mm}$ (2). Průměr ozubeného věnce společně s tloušťkou bubny bude celkový průměr přibližně 700 mm.

Průměr satelitu d_2 :

$$i_{1,2} = \frac{d_2}{d_1} \rightarrow d_2 = i_{1,2} \cdot d_1 = 5 \cdot 30 = 150 \text{ mm} \quad (1)$$

Průměr ozubeného věnce d_3 :

$$i_{2,3} = \frac{d_3}{d_2} \rightarrow d_3 = i_{2,3} \cdot d_2 = 4,5 \cdot 150 = 675 \text{ mm} \quad (2)$$



Obr. 4.2 Druhé řešení navrhované konstrukce

1 - ocelový válec, 2 - víko, 3 - podpěrná hřídel, 4 - dutá hřídel, 5 - přívod energie, 6 - ložisko, 7 - skříň převodovky, 8 - předlohová hřídel, 9 - ozubené kolo, 10 - ozubený věnec, 11 - podpora ozubeného věnce, 12 - vstupní hřídel, 13 - skříň elektromotoru, 14 - elektromotor.

Ve druhém řešení jsou dva stupně. Na prvním stupni je ozubení šikmé, jelikož šikmé ozubení umožňuje zvolit menší pastorek a tím vytvořit i menší celkový průměr převodovky v elektrobubnu. Tento první stupeň má zásadní vliv na celkový průměr válce. Do druhého stupně převodu je výhodnější umístit přímé ozubení. Vstupní hřídel v prvním stupni má ve druhém návrhu také předběžně zvolený průměr ozubení $d_1 = 30 \text{ mm}$, průměr ozubení pastorku na předlohovém hřídeli jsem předběžně zvolil $d_2 = 50 \text{ mm}$ a převodové poměry $i_{1,2} = 5$ a $i_{2,3} = 4,5$. Lze vypočítat průměr ozubeného kola (3) a průměr ozubeného věnce (4). Z Obr. 4.2 je patrné, že průměr válce, by měl být o něco větší než je dvojnásobek průměru ozubeného kola. Průměr válce bude větší než průměr $d = 450 \text{ mm}$ (5). Jelikož jedním z hlavních cílů vnitřního pohonu je i minimalizace prostoru, je druhé řešení navrhované konstrukce vhodnější.

Průměr ozubeného kola d_2

$$i_{1,2} = \frac{d_2}{d_1} \rightarrow \mathbf{d_2} = i_{1,2} \cdot d_1 = 5 \cdot 30 = 150 \text{ mm} \quad (3)$$

Průměr ozubeného věnce d_4 :

$$i_{3,4} = \frac{d_4}{d_3} \rightarrow \mathbf{d_4} = i_{3,4} \cdot d_3 = 4,5 \cdot 50 = 225 \text{ mm} \quad (4)$$

Hodnota průměru d , kterou musí průměr válce přesáhnout:

$$\mathbf{d = 2 \cdot d_2 = 2 \cdot 225 = 450 \text{ mm}} \quad (5)$$

5 Výpočet šikmého ozubení

| Tab. 5.1 Zadané parametry zadavatelem pro návrh ozubení | |
|---|---|
| Šířka ozubení vůči velikosti modulu [-] | $\psi_m = 6$ až 20 |
| Šířka ozubení vůči roztečnému průměru [-] | $\psi_d = 0$ až 1,6 |
| Šířka ozubení vůči osové vzdálenosti [-] | $\psi_b = 0$ až 0,7 |
| Počet zubů na pastorku (vstupní hřídel) minimálně [-] | $z_{1\min} = 13$ |
| Úhel sklonu zubu [°] | $\beta = 6$ až 20 |
| Součinitel trvání záběru evolventy (profilu) u neprotuberančního nástroje [-] | $\varepsilon_{\alpha\min} = 1,4$ |
| Součinitel trvání záběru evolventy (profilu) u protuberančního nástroje [-] | $\varepsilon_{\alpha\min} = 1,3$ |
| Součinitel trvání záběru kroku [-] | $\varepsilon_{\beta} \cong \text{celočíslná hodnota}$ |
| Součet jednotkových posunutí základního profilu [mm] | $\Sigma x = -0,3$ až 1,0 |
| Provozní součinitel pro pohyb zubu (ulomení v patě) [-] | $S_{F\min} = 1,4$ |
| Provozní součinitel pro dotyk zubu (pitting) [-] | $S_{H\min} = 1,0$ |

Zadání zadavatele:

- Součinitel trvání záběru kroku ε_{β} by měl být celočíselná hodnota (např. o něco větší nebo menší, ale blíží se hodnotě 1,0 nebo 2,0). Doporučená hodnota z důvodů snížení hlučnosti soukolí.
- Rozdělení jednotkových posunutí se volí dle vyrovnaných měrných skluzů = doporučeno.
- Ocel pro vstupní a předlohouvou hřídel **18CrNiMo7-6** ve třídě MQ podle normy ISO 6336-5 s tvrdostí jádra přes 30HRC – cementováno-kaleno
- Ocel pro ozubené kolo a ozubený věnec **16MnCr5** – cementováno-kaleno

Průběh navrhování šikmého ozubení je v příloze č. 2.

5.1 Návrh modulu pro šikmé ozubení

Modul ozubení jsem navrhl v programu z katedry části a mechanismy strojů. V programu *Modul - Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 – část 4* [5] je potřeba zadání několika parametrů, které jsem uvedl v Tab. 5.2. Počet zubů na pastorku jsem navrhl $z_1 = 13$.

| Tab. 5.2 Zadané parametry pro návrh modulu šikmého ozubení | |
|--|--------------------------|
| Počet zubů na pastorku [-] | $z_1 = 13$ |
| Počet zubů na ozubeném kole [-] | $z_2 = 65$ |
| Krouticí moment na pastorku [Nm] | $T_1 = 99,5$ |
| Předběžný úhel sklonu zubu [°] | $\beta = 17$ |
| Součinitel vnějších dynamických sil [-] | $K_A = 1$ |
| Šířku ozubení vůči velikosti modulu [-] | $\psi_m = 15$ |
| Součinitel nerovnoměrnosti zatížení [-] | $K_{H\beta} = 2,353$ |
| Mez únavy v ohybu [MPa] | $\sigma_{Flimb}^0 = 740$ |
| Mez únavy v dotyku [MPa] | $\sigma_{Hlim}^0 = 1330$ |
| Tvrdost na boku zubu [HV] | $V_{HV} = 650$ |

Počet zubů na ozubeném kole z_2 :

$$i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} \rightarrow z_2 = i_{1,2} \cdot z_1 = 5 \cdot 13 = 65 \quad (6)$$

Krouticí moment T_1 :

$$M_{k1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{P_1}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1500}{60}} = 99465 \text{ Nmm} \cong 99,5 \text{ Nm} \quad (7)$$

Úhel sklonu zubu $\beta = 17^\circ$ jsem zvolil předběžně, pouze k návrhu modulu ozubení.

Součinitel vnějších dynamických sil dle normy ČSN pro pásový dopravník s elektromotorem je $K_A = 1$.

Šířku ozubení vůči velikosti modulu $\psi_m = 15$ jsem zvolil v rozsahu zadaným zadavatelem a spíše vyšší než nižší, kvůli velkému přenášenému výkonu.

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení $K_{H\beta}$ je zvolený podle ČSN a to výběrem schématu (Obr. 5.5), který odpovídá mému uložení pastorku, jedná se o uložení letmo.

Pro výpočet jsme se zadavatelem zvolili ocel **ČSN 16 526 cementovaná kalená**. Porovnání mechanických vlastností materiálu 18CrNiMo7-6 a jeho náhradou v programu Modul [5] je v Tab. 5.3.

| Tab. 5.3 Porovnání mechanických vlastností materiálů | | |
|--|----------------|----------------|
| Materiál | 18CrNiMo7-6 | ČSN 16 526 |
| Mez pevnosti v tahu [MPa] | $R_m = 1180$ | $R_m = 1130$ |
| Mez kluzu v tahu [MPa] | $R_e = 835$ | $R_e = 885$ |
| Tvrдость v jádře zubu [VH] | $J_{HV} = 374$ | $J_{HV} = 360$ |

Výsledkem je normální modul s vyšší hodnotou, zaznačen na Obr. 5.1. Zvolil jsem modul 3,5 mm, nejbližší vyšší normalizovaný z druhé řady.

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4 © M.Němček VŠB-TU Ostrava

Typ ozubení: ☒ Čelní, ☐ Kuželové, ☐ Hřeben

z_1 : 13, z_2 : 65, β : 17 [°], T_1 : 95.5 [N·m], ψ_m : 15, Schéma: 1, $K_{H\beta}$: 2.353, K_A : 1, σ_{Flimb}^0 : 740 [MPa], σ_{Hlim}^0 : 1330 [MPa], V_{HV} : 650

OHYB

$$m_n = f_F \cdot 3 \sqrt{\frac{K_F \cdot T_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$f_F = 18$, $K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$, $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}^0$

$m_{n \text{ ohyb}} = 2.474 \text{ [mm]}$

DOTYK

$$d_1 = f_H \cdot 3 \sqrt{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot u + 1}}$$

$f_H = 770 \text{ } (\beta = 0^\circ)$, $f_H = 690 \text{ } (\beta > 0^\circ)$, $K_H = K_A \cdot K_{H\beta}$, $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^0$, $\psi_{d1} = \psi_m \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$, $u = \frac{z_2}{z_1}$, $m_n = d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$

$m_{n \text{ dotyk}} = 3.045 \text{ [mm]}$

Result: $m_n = 3.045 \text{ [mm]}$

$b = 45.7 \text{ [mm]}$

<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>

Obr. 5.1 Program Modul - Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 – část 4 [5]

5.2 Výpočet korekcí pastorku a kola

Výpočet korekcí pastorku a kola jsem vypočetl v programu z katedry části a mechanismy strojů, *Geometrie – Kontrola geometrie ozubených kol* [6] na Obr. 5.2.

První hodnota potřebná k výpočtu je osová vzdálenost a_w [mm]. Osová vzdálenost přímých zubů se počítá podle vztahu:

$$a_w = \frac{m_n}{2} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{3,5}{2} \cdot (13 + 65) = 136,5 \rightarrow 140 \text{ mm} \quad (8)$$

Výsledek jsem zaokrouhlil na vyšší hodnotu násobku desíti a vypočítal úhel sklonu zubu β dosazením do vztahu pracovní osově vzdálenosti šikmého ozubení:

$$a_w = \frac{m_t}{2} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{m_n}{2 \cdot \cos \beta} \cdot (z_1 + z_2) \rightarrow \cos \beta = \frac{m_n}{2 \cdot a_w} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{3,5}{2 \cdot 140} \cdot (13 + 65) = 0,975 \rightarrow \beta = 12,83856814^\circ \quad (9)$$

Poté jsem vypočítal společnou šířku zubů b vztahem:

$$b = \psi_{d1} \cdot \frac{z_1 \cdot m_n}{\cos \beta} = 1 \cdot \frac{13 \cdot 3,5}{\cos 12,83856814} = 46,5 \text{ mm} \quad (10)$$

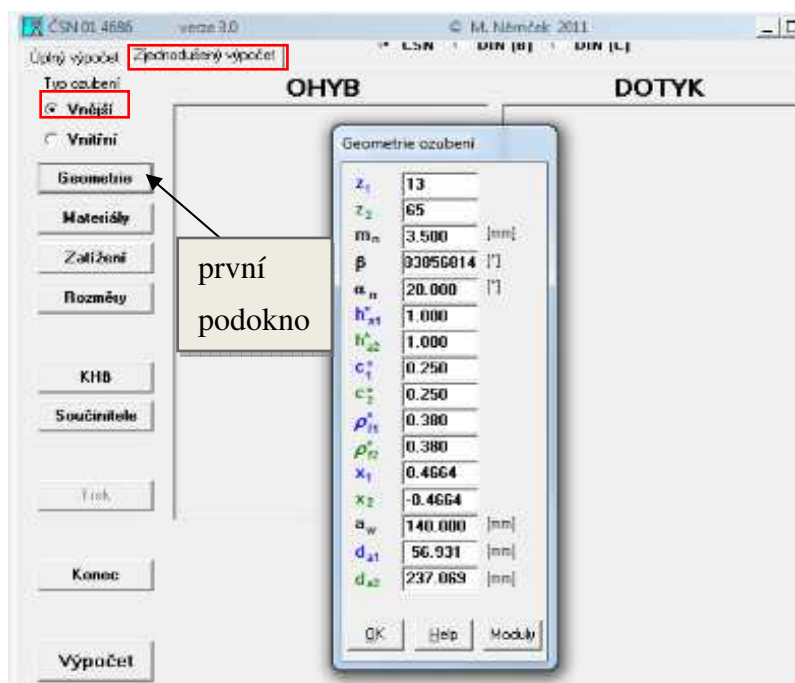
Po výpočtu potřebných hodnot jsem v programu [6] zvolil geometrii pro vnější ozubení a základní profil *standard*. Zadal jsem normální modul m_n , počet zubů pastorku i kola z_1 a z_2 , šířku ozubení b a úhel sklonu zubu β . Program vypočítal *korekci pastorku* $x_1 = 0,466402$ a *korekci kola* $x_2 = -0,466402$, které jsou potřeba k provedení pevnostní kontroly ozubení. V programu jsem nezadal boční vůli j_n . Ve skutečnosti by pro tuto převodovku byla boční vůle $j_n = 0,1$ až $0,05$ mm.

Obr. 5.2 Program Geometrie – Kontrola geometrie ozubených kol [6]

5.3 Pevnostní kontrola ozubení

Zjednodušenou pevnostní kontrolu ozubení podle ČSN 01 4686 část 4 jsem provedl v programu z katedry části a mechanismy strojů CSNw – ČSN 01 4686 [7].

Počítal jsem *Zjednodušený výpočet*, pro *Vnější* ozubení. Zadával jsem parametry do jednotlivých podoken. První podokno je *Geometrie*, v něm zadané hodnoty jsou v *Tab. 5.4*.



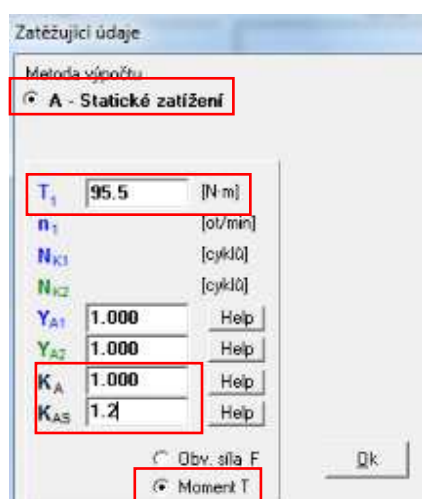
Obr. 5.3 Vyrovalé první podokno v programu CSNw – ČSN 01 4686 [7].

| Tab. 5.4. Zadané hodnoty z podokna Geometrie | |
|--|-----------------------|
| Počet zubů pastorku [-] | $z_1 = 13$ |
| Počet zubů kola [-] | $z_2 = 65$ |
| Normální modul [mm] | $m_n = 3,5$ |
| Úhel sklonu zubů [°] | $\beta = 12,83856814$ |
| Korekce pastorku [mm] | $x_1 = 0,466402$ |
| Korekce kola [mm] | $x_2 = -0,466402$ |
| Osová vzdálenost [mm] | $a_w = 140$ |

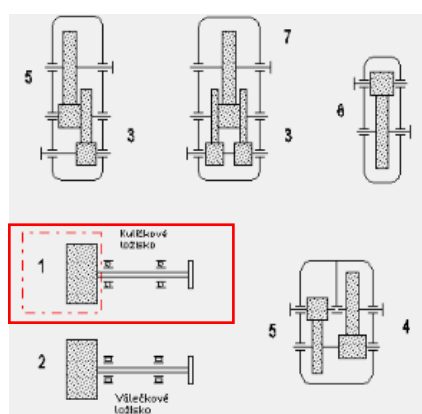
V druhém podokně *Materiály*, jsem zvolil materiály pro pastorek ČSN 16 526, protože 18CrNiMo7-6 nebyl v seznamu použitelných materiálů. Pro kolo jsem zvolil ČSN 14 220, protože 16MnCr5 také nebyl v seznamu použitelných materiálů. Obě ozubení jsou cementovaná a kalená. Tyto materiály jsem volil na základě podobnosti mechanických vlastností materiálů a tepelného zpracování. Vlastnosti materiálu 18CrNiMo7-6 s ČSN 16 526 byly porovnány v *Tab. 5.3* a vlastnosti materiálů 16MnCr5 s ČSN 14 220 jsou porovnány v *Tab. 5.5*. Zadavatel s těmito náhradami souhlasil. Mechanické vlastnosti materiálů, s kterými jsem pracoval v programu, jsou podrobněji vyznačeny v *Tab. 5.6*.

| Tab. 5.5 Porovnání mechanických vlastností materiálů | | |
|--|----------------|----------------|
| Materiál | 16MnCr5 | ČSN 14 220 |
| Mez pevnosti v tahu [MPa] | $R_m = 1030$ | $R_m = 785$ |
| Mez kluzu v tahu [MPa] | $R_e = 735$ | $R_e = 588$ |
| Tvrдость v jádře zubu [HV] | $J_{HV} = 328$ | $J_{HV} = 250$ |

| Tab. 5.6 Mechanické vlastnosti zvolených materiálů pro zjednodušený pevnostní výpočet | | |
|---|--------------------------|--------------------------|
| Materiál | ČSN 16 526 | ČSN 14220 |
| Modul pružnosti ve smyku [-] | $\mu = 0,3$ | $\mu = 0,3$ |
| Modul pružnosti v tahu [-] | $E = 2,1e5$ | $E = 2,1e5$ |
| Mez kluzu v tahu [MPa] | $R_e = 885$ | $R_e = 588$ |
| Mez pevnosti v tahu [MPa] | $R_m = 1130$ | $R_m = 785$ |
| Tvrдость v jádře [HV] | $J_{HV} = 360$ | $J_{HV} = 250$ |
| Tvrдость na boku zubu [HV] | $V_{HV} = 650$ | $V_{HV} = 650$ |
| Mez únavy v dotyku [MPa] | $\sigma_{Hlim}^0 = 1330$ | $\sigma_{Hlim}^0 = 1270$ |
| Mez únavy v ohybu [MPa] | $\sigma_{Flimb}^0 = 740$ | $\sigma_{Flimb}^0 = 700$ |



Obr. 5.4 Podokno Zatížení



Obr. 5.5 Zvolené kinematické schéma

Ve třetí části jsem vyvolal podokno *Zatížení* znázorněný na Obr. 5.4. Jako první jsem zvolil zadávanou veličinu zatížení a to *Moment T*. Poté jsem vložil hodnotu krouticího momentu $T_1 = 95,5 \text{ Nm}$ (5), součinitele vnějších dynamických sil $K_A = 1$ a součinitel $K_{AS} = 1,2$.

Ve čtvrtém podoknu *Rozměry*, jsem zadal pouze šířku ozubení $b = 46,5 \text{ mm}$. V předposledním podokně *KHβ* jsem součinitel nerovnoměrnosti zatížení $K_{Hβ}$ určil zvolením zjednodušeného kinematického Schématu č. 1 (uložení hřídele letmo s kuličkovými ložisky). Výběr schémat je uveden na Obr. 5.5. Hodnota není číselně zadána, program ji dopočítal sám podle ČSN normy.

V posledním podokně *Součinitele*, jsem zvolil součinitele výchozí drsnosti boku zubu $Z_{R1} = Z_{R2} = 1$. Hodnota jedna je pro broušené boky zubů. Broušení v mém případě musí být díky zvolené technologii tepelného zpracování povrchu zubů.

Program po vypočtení zobrazil výsledek kontroly, který je znázorněný v Tab. 5.7.

| Tab. 5.7 Výsledek pevnostní kontroly šikmého ozubení | | | |
|--|-------------|--|--|
| DRUH NAMÁHÁNÍ | | PASTOREK | KOLO |
| Únava materiálu | Dotyk [-] | $S_{H1} = 1,362 > S_{Hmin} = 1$ | $S_{H2} = 1,301 > S_{Hmin} = 1$ |
| | Ohyb [-] | $S_{F1} = 4,463 > S_{Fmin} = 1,4$ | $S_{F2} = 6,697 > S_{Fmin} = 1,4$ |
| Jednorázové přetížení | Dotyk [MPa] | $\sigma_{Hmax1} = 1024,1 < \sigma_{HPmax1} = 2600$ | $\sigma_{Hmax2} = 1024,1 < \sigma_{HPmax2} = 2600$ |
| | Ohyb [MPa] | $\sigma_{Fmax1} = 182,4 < \sigma_{FPmax1} = 1480$ | $\sigma_{Fmax2} = 115 < \sigma_{FPmax2} = 1400$ |

5.4 Výpočet geometrických, záběrových parametrů a kontrolních parametrů

Po úspěšné pevnostní kontrole ozubení jsem se vrátil do programu *Geometrie* [6] a provedl jsem kontrolu geometrie ozubení a výpočet geometrických a záběrových parametrů soukolí.

Komplexní kontrola odhalila nevyhovující hlavové průměry, proto jsem je z výrobních důvodů zaokrouhlil na jedno desetinné místo, zaznačené červeně na *Obr. 5.6*. Další *Komplexní kontrola* geometrie ozubení ohlásila: *SOUKOLÍ JE NAPROSTO DOKONALÉ*.

The screenshot shows the 'Geometrie' software interface with the 'Zadání' (Input) tab selected. The 'Vnější' (External) gear type is chosen. The 'Povinný vstup' (Mandatory input) section includes: Normální modul $m_n = 3.5$ [mm], Počet zubů pastorku $z_1 = 13$, Počet zubů kola $z_2 = 65$, Sklon zubů roztečný $\beta = 12.83856814$ [°], and Společná šířka zubů $b = 46.5$ [mm]. The 'Výpočetní vstup' (Computational input) section includes: Součet korekcí $x_{\Sigma} = 0.000000$, Korekce pastorku $x_1 = 0.466402$, Korekce kola $x_2 = -0.466402$, Osová vzdálenost pracovní $a = 140.000000$ [mm], Úhel záběru pracovní $\alpha_{wt} = 20.470744$ [°], and Boční vůle $j_n = 0.000$ [mm]. The 'Základní profil' (Basic profile) section shows 'Standard' selected, with various ratios like $h_{aP1}^* = 1.0000$, $h_{aP2}^* = 1.0000$, $c_{P1}^* = 0.2500$, $c_{P2}^* = 0.2500$, $\rho_{tP1}^* = 0.3800$, and $\rho_{tP2}^* = 0.3800$. The 'Úhel profilu' $\alpha_p = 20.0000$ [°] is also specified. The 'Nepovinný vstup' (Optional input) section shows 'Hlavový průměr pastorku' $d_{a1} = 56.80000$ [mm] and 'Hlavový průměr kola' $d_{a2} = 237.00000$ [mm], both highlighted with a red border. At the bottom, the 'KOMPLEXNÍ KONTROLA' button is highlighted with a red border.

Obr. 5.6 Program Geometrie – Kontrola geometrie ozubených kol [6]

5.5 Tabulka vypočtených geometrických, záběrových a kontrolních parametrů

Normální boční vůle bude pro tuto převodovku $j_n = 0,1$ až $0,05$ mm.

| | | <i>Rozměr</i> | <i>PASTOREK</i> | | <i>KOLO</i> |
|---|----------------------|---------------|-----------------|--------------|-------------|
| Typ ozubení | | | Vnější | | Vnější |
| Normální boční vůle | j_n | [mm] | | 0.0000 | |
| Počet zubů | z | [-] | 13 | | 65 |
| Počet zubů náhradního kola | z_n | [-] | 13.941 | | 69.706 |
| Normální modul | m_n | [mm] | | 3.500 | |
| Čelní modul | m_t | [mm] | | 3.590 | |
| Úhel sklonu zubu roztečný | β | [°] | | 12.83857 | |
| Úhel sklonu zubu základní | β_b | [°] | | 12.05229 | |
| Úhel záběru čelní | α_t | [°] | | 20.47074 | |
| Úhel záběru pracovní | α_{wt} | [°] | | 20.47074 | |
| Osová vzdálenost pracovní | a | [mm] | | 140.00000 | |
| Osová vzdálenost roztečná | a_d | [mm] | | 140.00000 | |
| Osová vzdálenost bezvůlová | a_{in} | [mm] | | 140.00000 | |
| Jednotková korekce bezvůlová | x_{jn} | [-] | 0.46640 | $\Sigma = 0$ | -0.46640 |
| Jednotková korekce | x | [-] | 0.46640 | $\Sigma = 0$ | -0.46640 |
| Hodnota posunutí profilu | $x \cdot m_n$ | [mm] | 1.63241 | | -1.63241 |
| Jednotková změna výšky hlavy | k^* | [-] | | 0 | |
| Průměr patní kružnice | d_f | [mm] | 41.18148 | | 221.31852 |
| základní kružnice | d_b | [mm] | 43.71971 | | 218.59854 |
| kr.začátku evolventy | d_{Ff} | [mm] | 44.08214 | | 224.75705 |
| kružnice začátku záběru | d_{Hf} | [mm] | 44.18013 | | 227.12930 |
| valivé kružnice | d_w | [mm] | 46.66667 | | 233.33333 |
| roztečné kružnice | d | [mm] | 46.66667 | | 233.33333 |
| kružnice konce záběru | d_{Ha} | [mm] | 56.80000 | | 237.00000 |
| kružnice srážecí hrany | d_{Fa} | [mm] | --- | | --- |
| hlavové kružnice | d_a | [mm] | 56.80000 | | 237.00000 |
| Tvarový přesah | c_F | [mm] | 0.04900 | | 1.18613 |
| tloušťka zubu na patní kružnici | s_f | [mm] | --- | | 7.28192 |
| základní kružnici | s_b | [mm] | 6.96785 | | 7.47455 |
| začátku evolventy | s_{Ff} | [mm] | 6.99251 | | 6.70902 |
| valivé kružnici | s_w | [mm] | 6.68608 | | 4.30949 |
| roztečné kružnici | s | [mm] | 6.68608 | | 4.30949 |
| začátku sražení | s_{Fa} | [mm] | --- | | --- |
| hlavové kružnici | s_a | [mm] | 1.42228 | | 2.94670 |
| Výška paty | h_f | [mm] | 2.74259 | | 6.00741 |
| hlavy | h_a | [mm] | 5.06667 | | 1.83333 |
| zubu | h | [mm] | 7.80926 | | 7.84074 |
| Společná šířka kol | b | [mm] | | 46.500 | |
| Délka evolventy | ev | [mm] | 7.33654 | | 6.46535 |
| Délka funkční evolventy | ev | [mm] | 7.28708 | | 5.23938 |
| Měrný skluz na patě | | [-] | -1.87855 | | -1.94019 |
| Měrný skluz na hlavě | | [-] | 0.65989 | | 0.65260 |
| Poměr b/d | Ψ_d | [-] | 0.996 | | 0.199 |
| Poměr b/m_n | Ψ_m | [-] | | 13.286 | |
| Součinitel trvání záběru profilu | ε_α | [-] | | 1.41495 | |
| Součinitel trvání záběru krokem | ε_β | [-] | | 0.93970 | |
| Součinitel trvání záběru celkový | ε_γ | [-] | | 2.35465 | |
| Délka dotyku 1 páru zubů | L_{pmax} | [mm] | | 47.54808 | |
| Celková délka dotyku minim. | L_{zmin} | [mm] | | 65.49295 | |
| Celková délka dotyku maxim. | L_{zmax} | [mm] | | 68.54416 | |
| Čelní rozteč | p_t | [mm] | | 11.27751 | |
| Čelní rozteč základní | p_{tb} | [mm] | | 10.56535 | |

| KONTROLNÍ ROZMĚRY | | | | | |
|----------------------------------|----------------|------|----------|----------|-----------|
| Kontrolní rozměr přes zuby | W | [mm] | 17.30031 | | 90.13423 |
| Měřeno na průměru | d_W | [mm] | 46.87925 | | 235.70170 |
| Počet měřených zubů | z_W | [-] | 2 | | 9 |
| Minimální šířka kola pro měření | b_{min} | [mm] | 3.844 | | 20.028 |
| Měřená konstant. tloušťka zubu | s_c | [mm] | 5.90396 | | 3.80538 |
| Měřeno v konst. výšce (od hlavy) | h_c | [mm] | 3.99223 | | 1.14081 |
| Kontrolní rozměr přes kuličky | M | [mm] | 52.88302 | | 243.00311 |
| Průměr kuličky | d_t | [mm] | 4.74971 | | 7.18819 |
| Průměr kontaktu kuliček | d_M | [mm] | 46.66667 | | 233.33333 |
| ZÁKLADNÍ PROFIL | | | | | |
| Poměrná výška hlavy profilu | h_{ap}^* | [-] | 1.00000 | | 1.00000 |
| Poměrná hlavová vůle profilu | c_p^* | [-] | 0.25000 | | 0.25000 |
| Poměrný rádius paty profilu | ρ_{fp}^* | [-] | 0.38000 | | 0.38000 |
| Úhel profilu | α_p | [°] | | 20.00000 | |
| HŘEBENOVÝ NÁSTROJ | | | | | |
| Poměrná výška hlavy | h_{ap0}^* | [-] | 1.25000 | | 1.25000 |
| Poměrný rádius zaoblení hlavy | ρ_{ap0}^* | [-] | 0.38000 | | 0.38000 |

6 Výpočet přímého ozubení

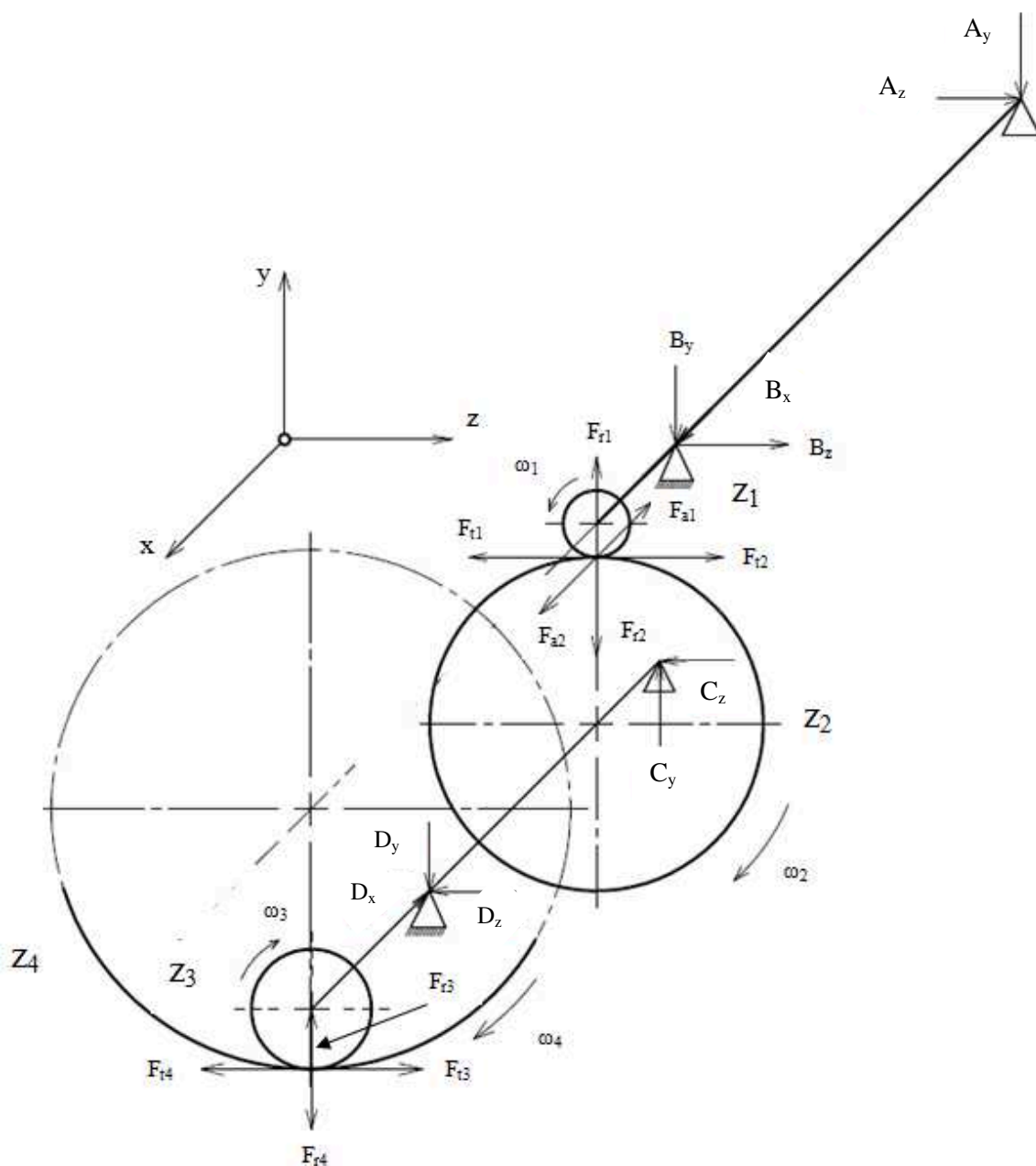
Druhý návrh proběhl obdobně jako návrh ozubení v prvním stupni, jen jsem zadával jiné parametry do výpočetních programů [5], [6] a [7]. Průběh navrhování je v příloze č. 3.

Po vypočítání geometrie jsem provedl kontrolu ozubení na ohyb a dotyk. Výsledky jsem uvedl do *Tab. 6.1*.

Výslednou tabulku vypočtených geometrických, záběrových a kontrolních parametrů jsem uvedl v příloze č. 4.

| <i>Tab. 6.1 Výsledek pevnostní kontroly přímého ozubení</i> | | | |
|---|-------------|--|--|
| DRUH NAMÁHÁNÍ | | PASTOREK | KOLO |
| Únava materiálu | Dotyk [-] | $S_{H1} = 1,580 > S_{Hmin} = 1$ | $S_{H2} = 1,509 > S_{Hmin} = 1$ |
| | Ohyb [-] | $S_{F1} = 1,950 > S_{Fmin} = 1,4$ | $S_{F2} = 2,255 > S_{Fmin} = 1,4$ |
| Jednorázové přetížení | Dotyk [MPa] | $\sigma_{Hmax1} = 1190,3 < \sigma_{HPmax1} = 2600$ | $\sigma_{Hmax2} = 1190,3 < \sigma_{HPmax2} = 2600$ |
| | Ohyb [MPa] | $\sigma_{Fmax1} = 759 < \sigma_{FPmax1} = 1480$ | $\sigma_{Fmax2} = 620,8 < \sigma_{FPmax2} = 1400$ |

7 Síly v ozubení a reakce v podporách



Obr. 7.1 Síly v ozubení a reakce v podporách dvoustupňové převodovky

Na Obr. 7.1 je schéma koaxiální dvoustupňové převodovky a znázorněno působení sil v převodech a reakce v podporách. Podpory s axiálním uchycením jsou označeny takhle: \triangle . Vstupní hřídel má posuvnou podporou A, axiálně zachycenou podporou B. Předloková hřídel má posuvnou podporou C a axiálně zachycenou podporou D. Vstupní hřídel má ozubení z_1 , ozubené kolo má ozubení z_2 , předloková hřídel s pastorkem má ozubení z_3 a ozubený věnec má ozubení z_4 .

7.1 Síly na vstupní hřídeli

Tečná síla F_{t1} :

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d^1} = \frac{2 \cdot 95500}{46,66} = 4093 \text{ N} \quad (11)$$

Radiální síla F_{r1} :

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_t = 4093 \cdot \tan 20,47^\circ = 1528 \text{ N} \quad (12)$$

Axiální síla F_{a1} :

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 4093 \cdot \tan 12,838^\circ = 933 \text{ N} \quad (13)$$

Ohybový moment od axiální síly M_{oa1} :

$$M_{oa1} = F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 933 \cdot \frac{46,66}{2} = 21767 \text{ Nmm} \cong 21,8 \text{ Nm} \quad (14)$$

7.2 Síly na předlokové hřídeli

Krouticí moment M_{k2} a M_{k3} :

$$i_{1,2} = \frac{M_{k2}}{M_{k1}} \rightarrow \mathbf{M}_{k2} = i_{1,2} \cdot M_{k1} = 5 \cdot 95500 = 477500 \text{ Nmm} \quad (15)$$

$$M_{k3} = M_{k2} = 477500 \text{ Nmm} \cong 477,5 \text{ Nm} \quad (16)$$

Tečné síly F_{t2} a F_{t3} :

$$F_{t2} = F_{t1} \quad (17)$$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_3} = \frac{2 \cdot 477500}{84} = 11369 \text{ N} \quad (18)$$

Radiální síly F_{r2} a F_{r3} :

$$F_{r2} = F_{r1} \quad (19)$$

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \tan \alpha_t = 11369 \cdot \tan 20^\circ = 4138 \text{ N} \quad (20)$$

Axiální síla F_{a2} :

$$F_{a2} = F_{a1} \quad (21)$$

Ohybový moment od axiální síly M_{oa2} :

$$M_{oa2} = F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 933 \cdot \frac{233,33}{2} = 108848 \text{ Nmm} \cong 108,9 \text{ Nm} \quad (22)$$

Otáčky předlokové hřídele n_2 :

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} \rightarrow \mathbf{n}_2 = \frac{n_1}{i_{1,2}} = \frac{1500}{5} = 300 \text{ ot/min} \quad (23)$$

7.3 Síly na ozubeném věnci

Krouticí moment M_{k4} :

$$\begin{aligned} i_{1,4} &= \frac{M_{k4}}{M_{k1}} \rightarrow \mathbf{M}_{k4} = i_{1,4} \cdot M_{k1} = 24,5 \cdot 95500 = \\ &= 2\,339\,750 \text{ Nmm} \cong 2\,339,8 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (24)$$

Tečná síla F_{t4} :

$$F_{t4} = F_{t3} \quad (25)$$

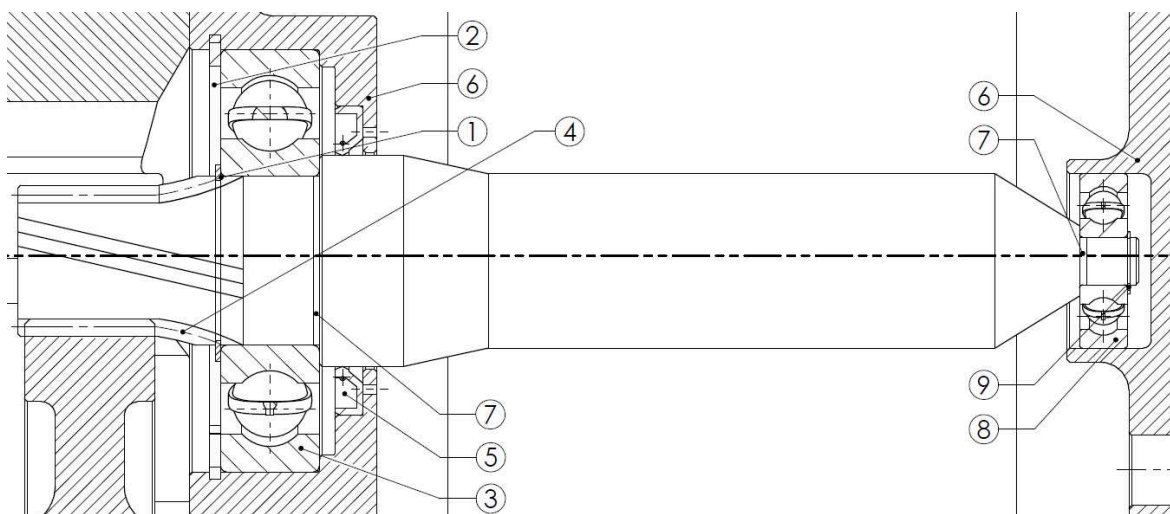
Radiální síla F_{r4} :

$$F_{r4} = F_{r3} \quad (26)$$

8 Návrh a výpočet hnací hřídele

Návrh jsem provedl v programu *MITCalc* [8]. Průběh navrhování v programu *MITCalc* je v příloze č. 5. Na *Obr. 8.1* je znázorněn konstrukční uzel s hnací hřídelí, která je uložena v elektromotoru. Na pozici 3 je ložisko B s pevnou vazbou sloužící k zachycení axiální síly vycházející z ozubení. Ložisko na pozici 8 je ložisko A s posuvnou vazbou.

| Tab. 8.1 Popis pozic v konstrukčním uzlu s hnací hřídelí na Obr. 8.1 | | | | | |
|--|-----------------------|-----------------|---------------|-----------------|----------------------|
| Pozice 1 | Pojistný kroužek Ø60 | Pozice 4 | Šikmé ozubení | Pozice 7 | Zápichy typu F |
| Pozice 2 | Pojistný kroužek Ø150 | Pozice 5 | Gufero Ø75 | Pozice 8 | Ložisko SKF 6403 |
| Pozice 3 | Ložisko SKF 6412 | Pozice 6 | Skříň motoru | Pozice 9 | Pojistný kroužek Ø17 |



Obr. 8.1 Konstrukční uzel se vstupní hřídelí

8.1 Výpočet průměru hřídele

Kapitola vstupních parametrů

1.0 Předběžný návrh průměru hřídele

1.1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Přenesený výkon: 15,00 [kW]

1.3 Otáčky hřídele: 1500 [/min]

1.4 Kroučicí moment: 95,50 [Nm]

1.5 Předběžný min. průměr: 29,71 [mm]

1.6 Typ zatížení hřídele: C...Měšný krut + ohyb

1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu): C...Ocel s vysokou pevností (1200)

2.0 Tvar a rozměry hřídele

2.1 Měřítko průměru zobrazeného hřídele 1:1

2.2 Tabulka

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|---------|--------|--------|--------|--------|---------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Počátek | 0,00 | 50,00 | 107,00 | 137,00 | 167,00 | 347,00 | 377,00 | 398,00 | 398,00 | 398,00 |
| L | 50,000 | 57,000 | 30,000 | 30,000 | 180,000 | 30,000 | 21,000 | 0,000 | | |
| e Da | 56,800 | 60,000 | 74,000 | 74,000 | 62,000 | 62,000 | 17,000 | 0,000 | | |
| e Db | 56,800 | 60,000 | 74,000 | 62,000 | 62,000 | 25,000 | 17,000 | 0,000 | | |
| e da | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | | |
| e db | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | | |
| R | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | | |

2.3 Celková délka hřídele: 398,00 [mm]

2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska): Pevná 89,50 [mm]

2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska): Volná 385,50 [mm]

2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra): E...Hrubovato (3,2)

Obr. 8.2 Začátek kapitoly vstupních parametrů v programu *MITCalc* [8]

Na Obr. 8.2 začíná kapitola *Vstupních parametrů*. Zadal jsem *Výkon elektromotoru* a *Počet otáček za minutu* [okno 1.2 a 1.3]. Dále jsem zadal *Typ zatížení* a to míjivý krut+ohyb [okno 1.6] a *Materiál hřídele* s pevností 1200 MPa [okno 1.7], kterým jsem pro výpočet nahradil materiál ČSN 16 526 s mezí pevnosti v tahu 1130 MPa. Zadáním těchto parametrů, program vypočítal *Krouticí moment* a *Předběžný minimální průměr hřídele*.

8.2 Tvar a rozměry hřídele

Do Tabulky rozměrů jsem zadal návrh hřídele, vyjádřením rozměrů [okno 2.2 (tabulka)] na Obr. 8.2. Dále jsem zadal *x-ové souřadnice* ložisek A a B a určil ložisko B jako ložisko s pevnou vazbou [okna 2.4 - 2.5]. *Povrch hřídele* [okno 2.6] se dá zadat pouze pro celou hřídel, zvolil jsem proto opracování povrchu $Ra\ 3,2$.

8.3 Vruby a zápichy na hřídeli

V této části se počítají *Součinitele vrubu* β , vložené i výsledné hodnoty jsou znázorněny v příloze č. 5 na Obr. 2. Zadal jsem hodnotu *Meze pevnosti v tahu* 1130 MPa [okno 3.1] a zaškrtl políčko, které přiřadilo do výpočtu *Koeficient citlivosti materiálu* $q = 0,8$ [okno 3.2].

Dále jsem zadal parametry pro výpočet součinitelů vrubu. Hodnota X udává x-ovou souřadnici vrubu na hřídeli. V programu lze zadat pouze tři zápichy [okno 3.4], proto jsem zadal vruby s největším součinitelem vrubu β . Ty jsou na pozici 1 a 7 (Obr. 8.1).

Jako poslední jsem zadal *rovnoboké drážkování* o délce 80 mm, kterým jsem nahradil účinek vrubu v místě šikmého ozubení. Rovnoboké drážkování vytváří v mém případě větší součinitel vrubu, než je tomu u evolventního drážkování. Tímto krokem jsem snížil celkovou hodnotu dynamické bezpečnosti.

Vypočítané vrubové koeficienty program vypsál do tabulky [okno 3.6 (tabulka)].

8.4 Zatížení hřídele

Tato část je v příloze č. 5 na Obr. 3. Zde jsem dosadil hodnoty z kapitoly *Síly v ozubení a reakce v podporách*, podle schéma na obr. 7.1. Dosazené parametry [okno 4.1 (tabulka)] jsem v programu dosadil do pozic č. 1, 2 a 3. Uvedeno v Tab. 8.2.

Síly a momenty jsem zavedl doprostřed funkční šířky ozubení. Podpory jsem zavedl z předešlého schematického umístění ložisek [okno 2.4 - 2.5]. Program přijal krouticí moment M_{k1} až tehdy, kdy jsem přidal opačný krouticí moment doprostřed místa na hřídeli, kde se nachází vynutí elektromotoru.

| Tab. 8.2 Zadaná tabulka s hodnotami zatížení | | | |
|--|---|---|--|
| Pozice 1 | Radiální síla: $F_r = 1528\text{N}$ | Ohybový moment: $M_{oal} = 21,76\text{Nm}$ | Krouticí moment: $M_{k1} = -477,5\text{Nm}$ |
| Pozice 2 | Tečná síla (pootočená o 90° od F_r): $F_n = 4093\text{N}$ | | |
| Pozice 3 | Vyvážovací krouticí moment: $-M_{k1} = +477,5\text{Nm}$ | | |

8.5 Rotující hmoty

Další část výpočtu je výpočet *Rotujících hmot*. Ve výpočtu hnací hřídele žádné nemám. Ve výpočtu předlokové hřídele rotující hmoty jsou v podobě ozubeného kola. Návrh a výpočet předlokové hřídele je v kapitole 9 a postup navrhování v program MITCalc je v příloze č. 7.

8.6 Materiál a způsob namáhání

V části *Materiál a způsob namáhání* jsem jako první zvolil z daného výběru *Materiál hřídele* [okno 6.1] a to *Zušlechtěná a legovaná ocel* a upřesnil hodnotu R_m na 1130 MPa. Tím jsem nahradil ve výpočtu materiál hřídele ČSN 16 526. Nevybral jsem možnost *Cementovaná ocel* z důvodu, že cementováno bude pouze ozubení. Ostatní pevnostní parametry jsou počítány z meze pevnosti v tahu pomocí empiricky získaných koeficientů.

Zatížení vlastní vahou hřídele [okno 6.17] jsem zahrnul do výpočtu.

Maximální zobrazený součinitel bezpečnosti [okno 6.18] je hodnota, která má vliv na výsledný graf součinitelů bezpečnosti. Nechal jsem předvolenou hodnotu 20, aby se nezobrazila větší hodnota než 20.

Součinitel namáhání $\alpha_0 = 1,00$ [okno 6.19] je použit pro výpočet redukovaného napětí. Přednastavená hodnota vychází z typu dynamického zatížení hřídele.

V části *Součinitel maximálního zatížení* [okno 6.20- 6.24] jsou hodnoty pokrývající rozdíl mezi jmenovitým a špičkovým zatížením v ohybu, posouvající síle, krutu a tahu/tlaku. Po konzultaci se zadavatelem jsem do všech oken v programu zadal hodnoty 1,70. Tyto hodnoty udávají násobek jmenovitého zatížení, které na hřídel působí například při rozběhu.

Zatěžovací podmínky [okno 6.25- 6.29] jsem po konzultaci se zadavatelem zvolil pro všechny druhy zatížení *míjivé*. Na výběr byly celkem tři druhy zatížení: *Statické*, *Míjivé* a *Střídavé*.

V poslední části *Dynamická kontrola* jsem program nastavil k počítání s *Vlivy povrchu hřídele*, *Velikostí hřídele* a *Koncentrací napětí (vruby)* [okno 6.30 - 6.33].

8.7 Výsledky výpočtu

V kapitole výsledků zobrazené na Obr. 8.3 se prvně zobrazila červená hodnota v maximálním průhybu [okno 7.4], to jsem vyřešil změnou tvaru hřídele. Důležité hodnoty výpočtu jsem na Obr. 8.3 označil červeně a vypsals do Tab. 8.3, kde jsem je porovnal s dovolenými hodnotami. Dovolенý průhyb je $\gamma_D = 0,035$, dovolené zkroucení je $\varphi_D = 0,0995^\circ$, statická bezpečnost je $SF_{ST} = 5$ a dynamická bezpečnost je $SF_D = 2$.

Dovolенý průhyb:

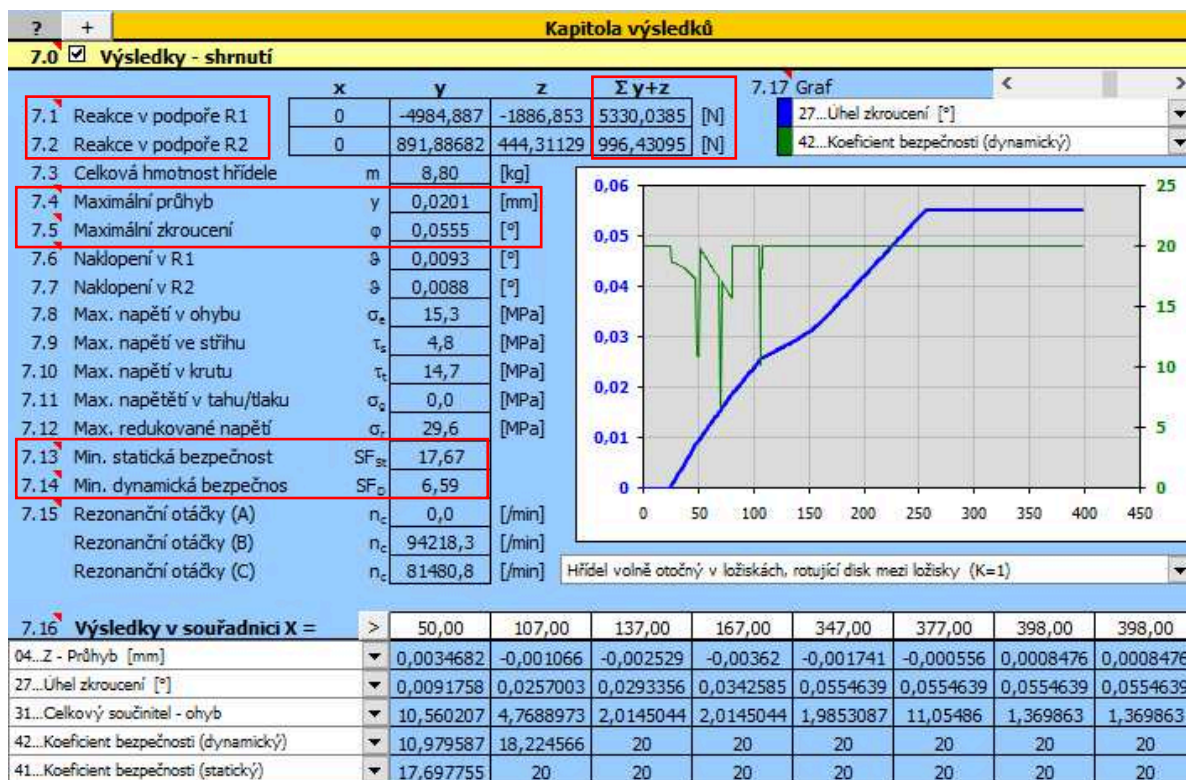
$$\gamma_D = 0,1 \cdot m_n = 0,01 \cdot 3,5 = 0,035 \text{ mm} \quad (27)$$

Dovolенé zkroucení:

$$\varphi_D = \frac{0,25}{\text{metr}} = 0,25 \cdot 235 = 0,08375^\circ \quad (28)$$

Tab. 8.3 Důležité výsledné hodnoty z výpočtu hřídele

| | |
|------------------------------------|---|
| Reakce v podpoře R1 (B) [N] | $R1 = 5330$ |
| Reakce v podpoře R2 (A) [N] | $R2 = 996$ |
| Maximální průhyb [mm] | $\gamma_D = 0,035 \geq \gamma = \mathbf{0,0201}$ |
| Maximální zkroucení $[\circ]$ | $\varphi_D = 0,0995 \geq \varphi = \mathbf{0,0555}$ |
| Minimální statická bezpečnost [-] | $SF_{ST_D} = 6 \geq SF_{ST} = \mathbf{17,67}$ |
| Minimální dynamická bezpečnost [-] | $SF_{D_D} = 2 \geq SF_D = \mathbf{6,59}$ |



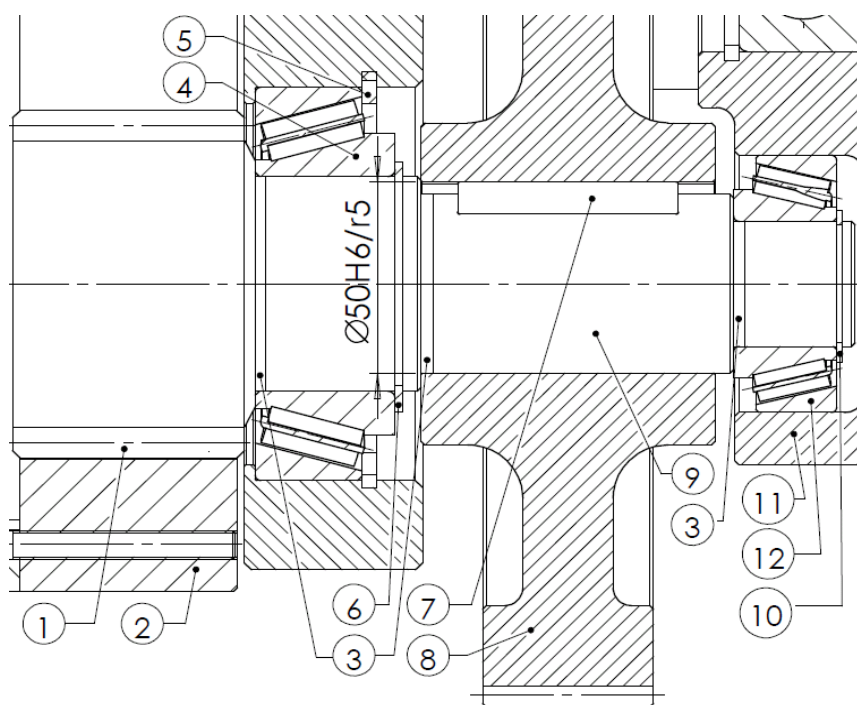
Obr. 8.3 Výsledky výpočtu vstupní hřídele v programu MITCalc [8]

9 Návrh a výpočet předlohové hřídele

Návrh jsem provedl v programu *MITCalc* [8]. Předběžně jsem navrhl předlohovou hřídel, abych vypočítal silový spoj mezi ozubeným kolem a hřídelí. Poté jsem výpočet hřídele přizpůsobil výsledku výpočtu nalisovaného spoje a následně hřídel zkontroloval.

Na *Obr. 9.1* je zobrazen konstrukční uzel s předlohovou hřídelí se zakótovaným nalisovaným spojem mezi ozubeným kolem a hřídelí. Popis pozic z *Obr.9.1* je v *Tab. 9.1*.

Postup výpočtu silového spoje v programu *MITCalc* je v příloze č. 6 a postup výpočtu předlohové hřídele v programu *MITCalc* je v příloze č. 7.



Obr. 9.1 Konstrukční uzel s předlohovou hřídel

Tab. 9.1 Popis pozic v konstrukčním uzlu s předlohovou hřídelí na Obr. 9.1

| | | | | | |
|-----------------|--------------------|-----------------|-----------------------|------------------|------------------------|
| Pozice 1 | Přímé ozubení | Pozice 5 | Pojistný kroužek Ø110 | Pozice 9 | Nalis. spoj H6/r5 |
| Pozice 2 | Ozubený věnec | Pozice 6 | Pojistný kroužek Ø60 | Pozice 10 | Pojistný kr. Ø35 |
| Pozice 3 | Zápichy typu F | Pozice 7 | Pero 14x9 | Pozice 11 | Skříň převodovky |
| Pozice 4 | Ložisko SKF33212/Q | Pozice 8 | Ozubené kolo | Pozice 12 | Ložisko SKF 32307BJ2/Q |

9.1 Výpočet nalisovaného spoje mezi ozubeným kolem a hřídelí

Při navrhování předlohové hřídele jsem navrhl spojení ozubeného kola s hřídelí nalisovaným spojem. Pero jsem ve spoji nechal pouze jako pojistku proti prokluzu. Tento návrh byl konzultovaný se zadavatelem.

Prvně jsem v části *Zatížení spoje* [okno 1.2-1.6] zadal společné vstupní parametry *Přenášený výkon*, *Otáčky hřídele* a *Axiální sílu* od šikmého ozubení. Spoj je schopen vydržet i axiální sílu 11 KN, aniž by se snížila kterákoli bezpečnost o více než desetinu hodnoty.

V části *Způsob zatížení, provozní parametry* [okno 1.7-1.11] jsem zvolil *Rovnoměrný charakter pohonu*, který je dán pro elektromotor. *Plynulý typ zatížení*, který je dán mimo jiné pro pásové dopravníky. *Charakter provozu* jsem zvolil *Plně obousměrný* a *Počet rozběhů* jsem zvolil jeden milión, podle doporučení v programu MITCalc.

Předběžný návrh průměru hřídele jsem přeskočil, protože v době, kdy jsem navrhoval silový spoj, byly už předběžně navrženy průměry hřídele.

Materiál hřídele i ozubeného kola [okno 1.17-1.32] jsem vybral z nabízených možností *Legovanou ocel*. Všechny parametry se vložily automaticky po zvolení *Meze pevnosti v tahu* R_m . Pro hřídel $R_m = 1150$ MPa a pro kolo $R_m = 750$ MPa. Tyto hodnoty z možného výběru nejlépe odpovídaly hodnotě R_m původních materiálů [okno 1.17 a 1.26]. Poté jsem dodatečně zadal parametry *Meze pevnosti v tahu* R_m a *Mez kluzu* R_e [okno 1.18-1.19 a okno 1.27-1.28] na skutečné hodnoty mnou zvolených materiálů v Tab. 5.6.

9.2 Návrh rozměrů spoje

V další části jsem zadával *Parametry spoje* [okno 2.1-2.8]. Soustavu uložení jsem zvolil jako *Soustavu jednotné díry*.

Způsob montáže jsem zvolil *za tepla* z důvodu 1,5 krát vyšší únosnosti než u spojů lisovaných za studena.

Čistota stykových ploch nemá na výpočet přímý vliv, avšak odmaštění plochy zvýší součinitel tření μ a tím zvýší únosnost spoje.

Povrch stykových ploch jsem v návrhu spoje volil *Nepokovované povrchy*.

Součinitel tření μ byl navržen programem s ohledem na způsob montáže, zvolených materiálů spoje, drsnosti a úpravou stykových ploch. Součinitel drsnosti při montáži vyšel $\mu = 0,18$.

Bezpečnost proti prokluzu a Pevnostní bezpečnost jsem zvolil dle doporučení programu 1,50.

Dále jsem navrhoval *Rozměry spoje* a zadal *Drsnosti povrchu hřídele a díry náboje* [okno 2.14-2.21]. Navržené hodnoty rozměrů a drsnosti povrchů jsou v Tab. 9.2.

| Tab. 9.2 Navržené hodnoty do rozměrů a drsnosti spoje | |
|--|-------------|
| Průměr hřídele [mm] | $d = 50$ |
| Vnější průměr ozubeného kola [mm] | $D = 237$ |
| Drsnosti povrchu hřídele a díry kola [μm] | $R_a = 0,8$ |
| Funkční délka spoje [mm] | $L = 80$ |

9.3 Návrh a volba uložení

Program navrhl doporučené typy uložení. Zvolil jsem **uložení typu Ø50 H6/r5** se středním přesahem.

9.4 Únosnost, pevnostní kontrola a montážní parametry spoje

V této části se zobrazuje hodnota *Montážního přesahu*, *Efektivního přesahu*, *Stykový tlak*, *Třecí síla spoje* a *Bezpečnost spoje proti prokluzu* [okno 3.2 - 3.6]. Dále je *Pevnostní kontrola hřídele a náboje* [okno 3.7 - 3.26]. Výsledné hodnoty bezpečností jsou uvedeny v Tab. 9.3.

| Tab. 9.3 Hodnoty bezpečností nalisovaného spoje | | | |
|---|----------------------|-----------------|-----------------|
| Montážní přesah [μm] | δ_c (Střední) | δ_{\min} | δ_{\max} |
| | 31,50 | 18,00 | 45,00 |
| Bezpečnost proti prokluzu [-] | 3,99 | 2,21 | 5,77 |
| Bezpečnost ozubeného kola [-] | 5,35 | 9,67 | 3,70 |
| Bezpečnost hřídele [-] | 14,59 | 26,38 | 10,09 |
| Bezpečnost v krutu [-] | 8,08 | | |
| Bezpečnost v otlačení [-] | 1,29 | | |

9.5 Montážní parametry

V části *Montážní parametry spoje*, jsem zvolil *Uložení se středním přesahem* [okno 3.29]. Program vypsál dvě kombinace teplot pro montáž pro vybraný spoj lisovaný za tepla [okno 3.30 - 3.40]. Vhodná byla pouze jedna kombinace a to hřídel nechat na teplotě 20°C a kolo zahřát na 162°C [okno 3.35 - 3.37].

9.6 Kontrola spoje namáhaného přídatným zatížením

Pro spoje přenášející silové účinky převodového mechanismu, je zapotřebí do výpočtu zahrnout přídatné zatížení. Zadal jsem radiální sílu a ohybový moment [okno 4.2 a 4.3] a spoj zkontroloval. Výsledek jsem uvedl do Tab. 9.4.

| Tab. 9.4 Výsledky kontroly spoje na přídatné zatížení | | | |
|---|----------------------|-----------------|-----------------|
| Montážní přesah | δ_c (střžení) | δ_{\min} | δ_{\max} |
| Střední stykový tlak p [MPa] | 60,6 | 33,5 | 87,7 |
| Maximální dovolený stykový tlak $p_{\max D}$ [MPa] | 324,3 | | |
| Minimální dovolený stykový tlak $p_{\min D}$ [MPa] | 8,4 | | |
| Bezpečnost [-] | 5,30 | 9,52 | 3,68 |

Po kontrole jsem navržený spoj zavedl do návrhu předlohové hřídele a nový návrh zkontroloval. Postup výpočtu předlohové hřídele je v příloze č. 7.

9.7 Výsledky výpočtu předlokové hřídele

Na Obr. 9.2 je zobrazen výsledek výpočtu v programu MITCalc [8]. Důležité hodnoty výpočtu jsem na Obr. 9.2 označil červeně a vypsals do Tab. 9.5, kde jsem je porovnal s dovolenými hodnotami. Dovolенý průhyb je $\gamma_D = 0,035$, dovolенé zkroucení je $\varphi_D = 0,08375^\circ$, statická bezpečnost je $SF_{ST} = 5$ a dynamická bezpečnost je $SF_D = 2$.

Dovolенý průhyb:

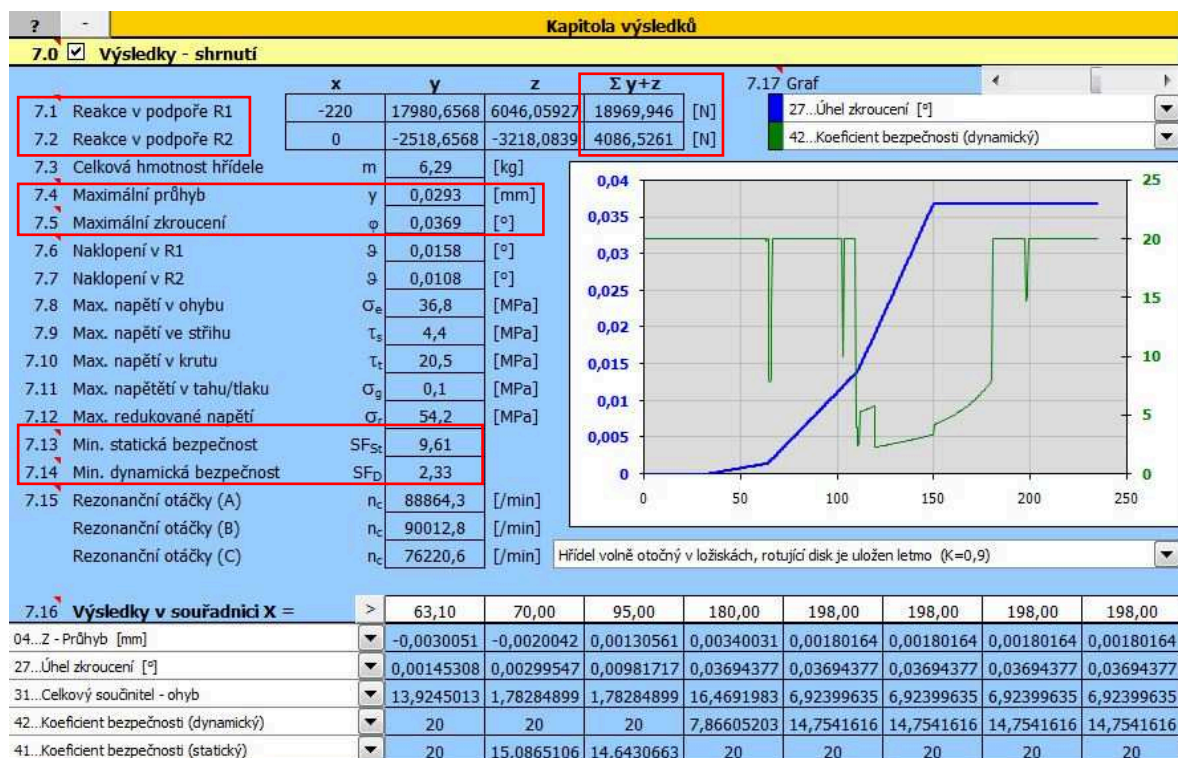
$$\gamma_D = 0,1 \cdot m_n = 0,01 \cdot 3,5 = 0,035 \text{ mm} \quad (29)$$

Dovolенé zkroucení:

$$\varphi_D = \frac{0,25}{\text{metr}} = 0,25 \cdot 235 = 0,08375^\circ \quad (30)$$

Tab. 9.5 Důležité výsledné hodnoty z výpočtu hřídele

| | |
|------------------------------------|--|
| Reakce v podpoře R1 (D) [N] | $R1 = 18970$ |
| Reakce v podpoře R2 (C) [N] | $R2 = 4086$ |
| Maximální průhyb [mm] | $\gamma_D = 0,035 \geq \gamma = \mathbf{0,0293}$ |
| Maximální zkroucení $[\circ]$ | $\varphi_D = 0,08375 \geq \varphi = \mathbf{0,0369}$ |
| Minimální statická bezpečnost [-] | $SF_{ST_D} = 5 \geq \mathbf{SF_{ST} = 9,61}$ |
| Minimální dynamická bezpečnost [-] | $SF_{D_D} = 2 \geq \mathbf{SF_D = 2,33}$ |



Obr. 9.2 Výsledky výpočtu vstupní hřídele v programu MITCalc [8]

10 Návrh valivých ložisek

Tato kapitola se zabývá návrhem ložiska D na předlohovém hřídeli. Návrh všech ložisek jsem provedl ve výpočetním programu *MITCalc* [8], pro návrh valivých ložisek SKF. Od zadavatele byla zadána pouze minimální trvanlivost $L_h = 20\,000$ h. Postup návrhu ostatních ložisek z pozic A , B a C jsou v příloze č. 8, 9 a 10.

10.1 Volba typu ložiska a zatížení ložiska

Po kontrole různých variant ložisek jsem navrhl spárované kuželíkové ložiska, z důvodu větší radiální reakce v podporách, vypočítané v kapitole 9.7, kde $R_1 = 19$ kN a působící axiální síla v ose hřídele $F_a = 933$ N (22).

V programu jsem zvolil typ ložiska: *kuželíková ložiska jednořadá* [okno 1.2].

V části *Provedení ložiska* [okno 1.3 - 1.4] zůstalo zadané *samostatné ložisko*. Nemá to vliv na výpočet, jelikož se uspořádání ložisek upřesňuje v další části programu, které je věnována kapitola 10.2.

Do *Zatížení ložiska* [okno 1.7 - 1.11] jsem zadal otáčky $n_2 = 300$ ot/min (23) a radiální sílu $R_1 = 19$ kN z kapitoly 9.7. Axiální sílu tvořenou ložiskem program spočítal automaticky.

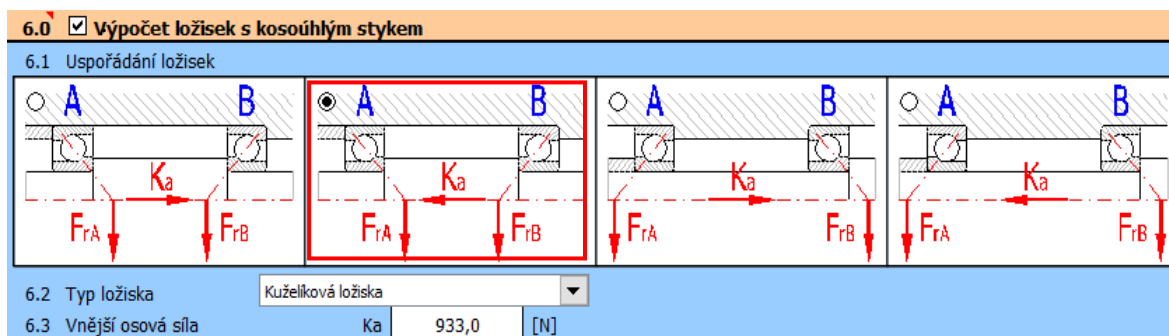
Do *Požadovaných parametrů ložiska* [okno 1.12 - 1.14] jsem zadal *trvanlivost ložiska* zadanou zadavatelem a nechal předvolenou hodnotu *Součinitele statické bezpečnosti* o hodnotě $s_0 = 2$, která spadá do kategorie: *vysoké nárazové zatížení, při normálních požadavcích na klidný chod*.

Přídavné dynamické síly jsem zvolil *Od ozubených převodů* [okno 1.15 - 1.21], konkrétně *Běžná ozubená kola s úchytky tvaru a rozteče 0,02 až 0,1 mm*. Tím se automaticky zadala hodnota *Součinitele přídavných dynamických sil* [okno 1.11].

Obr. 10.1 Volba typu ložiska a zatížení ložiska v programu *MITCalc* [8]

10.2 Výpočet ložisek s kosoúhlým stykem

V části *Pomocné výpočty* jsem najel na *Výpočet ložisek s kosoúhlým stykem*. V okně *Uspořádání ložisek* [okno 6.1] na obrázku 10.2, jsem zvolil ze čtyř možností uspořádání, označeno červeně. Ložisko A na obrázku je ložisko na pozici D a ložisko B na obrázku je ložisko na pozici C. Určil jsem typ ložiska [okno 6.2] *Kuželíková ložiska* a zadal *Vnější osovou sílu* $K_a = F_{a2} = 933 \text{ N}$ (21) [okno 6.3].



Obr. 10.2 Volba uspořádání ložisek s kosoúhlým stykem a zadání typu ložiska a vnější osově síly K_a v programu MITCalc [8]

Dole v té samé části programu bylo ložisko A (na pozici D) doporučeno řešit přednostně, zobrazeno na Obr. 10.3.

Zvolil jsem ložisko SKF 33212/Q. Program potom zobrazil hodnoty vzniklého *Axiálního zatížení* v ložisku $F_a = 6333 \text{ N}$ [okno 6.8] od radiální síly $F_{rA} = R1$, dále zobrazil *Dynamické ekvivalentní zatížení* $P = 25080 \text{ N}$ [okno 6.9] a *Základní trvanlivost ložiska* $L_{10h} = 31\,477 \text{ h}$.

| | | | |
|-------------------------------------|---|--------------------------------------|-------------|
| 6.4 Ložisko A | | (doporučeno řešit přednostně) | |
| 6.5 Provedení ložiska | Samostatné ložisko | | |
| 6.6 Radiální zatížení | F_{rA} | 19000,0 | [N] |
| 6.7 Rozměry ložiska | <input type="button" value="Vyhledat"/> <input type="button" value="Hledat další"/> | | |
| | ID | d | D |
| | 102 | 60,0 | 110,0 |
| | | T | nmax |
| | | 38,0 | 6000 |
| | Ložisko | | |
| | 33212/Q | | |
| 6.8 Axiální zatížení | F_a | 6333,3 | [N] |
| 6.9 Dynamické ekvivalentní zatížení | P | 25080 | [N] |
| 6.10 Základní trvanlivost | L_{10h} | 31477 | [h] |
| 6.11 Přenos do hlavního výpočtu | <input type="button" value="Přenos"/> | | |

Obr. 10.3 Výpočet ložiska A (na pozici D) s kosoúhlým stykem v programu MITCalc [8]

10.3 Kontrola ložiska na modifikovanou trvanlivost a provozní parametry

Po volbě ložiska s vyhovující základní trvanlivostí, jsem zkontroloval ložisko A (na pozici D) na modifikovanou trvanlivost. Na obr. 10.4 je zobrazen *Pomocný výpočet*, ve kterém je uvedeno několik výpočtů pro přibližné stanovení některých provozních parametrů valivých ložisek (teplota, provozní viskozita maziva, požadovaný způsob mazání, atd.). Ke zjištění modifikované trvanlivosti, je potřeba hodnota *Provozní viskozity* [okno 4.6] při *Provozní teplotě* [okno 4.2]. Provozní teplota má velmi snižující vliv na provozní viskozitu a ta zase na modifikovanou trvanlivost.

Uvnitř elektrobubnu bude vyšší teplota než v klasické skříní převodovky pásového dopravníku. Zde je navíc ztrátové teplo z elektromotoru, buben k tomu je zahříván třením o pás a vše je v jednom uzavřeném prostředí. Se zadavatelem jsme se dohodli na výpočtu při provozní teplotě $T = 80^{\circ}\text{C}$.

Musel jsem při provozní teplotě dosáhnout takové provozní viskozity, aby modifikovaná trvanlivost vyhovovala zadání zadavatele. Zvolil jsem minerální olej s viskozitním stupněm *ISO VG 150*, podle ISO 3448 [okno 4.4], který dosáhl hodnoty provozní viskozity $\nu = 26,7 \text{ mm}^2/\text{s}$. Zadavatel s volbou stupně ISO maziva souhlasil.

| 4.0 <input checked="" type="checkbox"/> Pomocné výpočty | | | |
|---|------------|-------------------------------------|----------------------|
| 4.1 Výpočet provozní viskozity | | | |
| 4.2 Provozní teplota | T | 80,0 | [°C] |
| 4.3 Minerální oleje | | | |
| 4.4 Viskozitní stupeň ISO | ISO VG 150 | <input checked="" type="checkbox"/> | |
| 4.5 Referenční viskozita | ν_{40} | 150,0 | [mm ² /s] |
| 4.6 Provozní viskozita | ν | 26,7 | [mm ² /s] |
| 4.7 Jiná maziva | | | |
| 4.8 Teplota | | 40,0 100,0 | [°C] |
| 4.9 Viskozita | | 100,0 11,3 | [mm ² /s] |
| 4.10 Provozní viskozita | ν | 19,7 | [mm ² /s] |
| 4.11 Mazání ložiska | | | |
| 4.12 Způsob mazání | | Mazání olejem | |
| 4.13 Požadovaný průtok oleje | ν | 0,14 | [l/min] |
| 4.14 Domazávací období | t_f | - | [h] |
| 4.15 Výpočet dovolených otáček | | | |
| 4.16 Referenční otáčky | n_r | 4000 | [/min] |
| 4.17 Referenční viskozita | ν_{40} | 68,0 | [mm ² /s] |
| 4.18 Dovolené otáčky | n_{perm} | 2700 | [/min] |

Obr. 10.4 Výpočet provozní viskozity a určení viskozitního stupně ISO v programu MITCalc

Kontrolu modifikované trvanlivosti jsem po zjištění provozní viskozity provedl v části *Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska*, která je na Obr. 10.5. Zde jsem zadal *Provozní viskozitu* z předešlého výpočtu [okno 3.3], *Požadovanou spolehlivost* 90% [okno 3.9] a *Znečištění maziva* jsem nastavil na *Vysokou čistotu* [okno 3.10]. Výsledná hodnota modifikované trvanlivosti je $L_{mh} = 40\,920 \text{ h}$.

| 3.0 <input checked="" type="checkbox"/> Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska | | | |
|--|--------------|----------------|--|
| 3.1 Kinematická viskozita maziva | | | |
| 3.2 Vztáhná viskozita | ν_1 | 36,5 | [mm ² /s] |
| 3.3 Provozní viskozita | ν | 26,7 | [mm ² /s] |
| 3.4 Viskozní poměr | κ | 0,73 | |
| 3.5 Požadované minimální zatížení | | | |
| 3.6 Minimální radiální zatížení | F_{rmin} | 3360 | [N] |
| 3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti | | | |
| 3.8 Mezní únavové zatížení | P_u | 26500 | [N] |
| 3.9 Požadovaná spolehlivost | | 90 % | |
| 3.10 Znečištění maziva | | Vysoká čistota | |
| 3.11 Součinitel úrovně znečištění | η | 0,8 - 0,6 | 0,70 <input checked="" type="checkbox"/> |
| 3.12 Součinitel trvanlivosti | a_1/a_{23} | 1 | 1,3 |
| 3.13 Modifikovaná trvanlivost | L_{mh} | 40920 | [h] |

Obr. 10.5 provozní parametry a modifikovaná trvanlivost ložiska v programu MITCalc [8]

10.4 Volba rozměrů ložiska

V části *Volba rozměrů ložiska* na Obr. 10.6, program po volbě ložiska SKF 33212/Q [okno 2.1] vypsal *Parametry ložiska* [okno 2.2 - 2.14] a jeho rozměry. Při výpočtu byla vypočtena *Základní trvanlivost* $L_{10h} = 31477$ h [okno 2.5] a *Součinitel statické bezpečnosti* $s_0 = 9,41$ [okno 2.8].

2.0 Volba rozměrů ložiska

2.1 Rozměry ložiska

| ID | d | D | T | C | C0 | nr | nmax | Ložisko |
|-----|------|-------|------|--------|--------|------|------|---------|
| 102 | 60,0 | 110,0 | 38,0 | 168000 | 236000 | 4000 | 6000 | 33212/Q |

2.2 Parametry ložiska

| | | | | | | |
|------|---------------------------------|-------------------|--------------|------------|-------|-----|
| 2.3 | Základní dynamická únosnost | C | 168000 | [N] | d | 60 |
| 2.4 | Dynamické ekvivalentní zatížení | P | 25080 | [N] | D | 110 |
| 2.5 | Základní trvanlivost | L10h | 31477 | [h] | T | 38 |
| 2.6 | Základní statická únosnost | C0 | 236000 | [N] | C | 29 |
| 2.7 | Statické ekvivalentní zatížení | P0 | 25080 | [N] | B | 38 |
| 2.8 | Součinitel statické bezpečnosti | s0 | 9,41 | | ramax | 2 |
| 2.9 | Dovolené radiální zatížení | F _{rmax} | - | [N] | rbmax | 1,5 |
| 2.10 | Dovolené axiální zatížení | F _{amax} | - | [N] | Damax | 103 |
| 2.11 | Referenční otáčky | nr | 4000 | [/min] | Damin | 93 |
| 2.12 | Mezní otáčky | nmax | 6000 | [/min] | damax | 69 |
| 2.13 | Ztrátový výkon | NR | 42,55 | [W] | dbmin | 68 |
| 2.14 | Váha ložiska | g | 1,6 | [kg] | Dbmin | 105 |

Obr. 10.6 Volba rozměrů ložiska v programu MITCalc [8]

10.5 Zvolená ložiska

| Tab. 10.1 Zvolená ložiska a jejich hmotnost, základní dynamická únosnost, základní statická únosnost, základní trvanlivost a součinitel statické bezpečnosti | | | | | | |
|--|----------|--------|--------|--------|---------------|-----------|
| Ložiska na vstupní hřídeli | | | | | | |
| Název a značení ložiska | pozice | m [Kg] | C [N] | C0 [N] | L_{10h} [h] | s_0 [-] |
| Kuličkové ložisko jednořadé SKF 6403 | A | 0,277 | 22900 | 10800 | 58015 | 8,18 |
| Kuličkové ložisko jednořadé SKF 6412 | B | 2,828 | 108000 | 69500 | 38648 | 9,75 |
| Ložiska na předlokové hřídeli | | | | | | |
| Název a značení ložiska | pozice | m [Kg] | C [N] | C0 [N] | L_{10h} [h] | s_0 [-] |
| Kuželíkové ložisko jednořadé SKF 32307 BJ2/Q | C | 0,804 | 93500 | 114000 | 95477 | 16,33 |
| Kuželíkové ložisko jednořadé SKF 33212/Q | D | 1,566 | 168000 | 236000 | 31477 | 9,41 |

11 Mazivo

Průmyslové oleje jsou charakterizovány především kinematickou viskozitou oleje při 40 °C (třída ISO VG podle ISO 3448) a specifickými vlastnostmi pro jednotlivé druhy mazacích olejů.

Za předpokladu, že by provozní teplota byla vyšší, např. 100°C, bylo by zapotřebí změnit ložisko D nebo použít mazivo ISO VG 320. S tímto mazivem by podle programu MITCalc, mělo stejné ložisko provozní viskozitu 26,7 mm²/s a modifikovanou trvanlivost ložiska $L_{mh} = 40\,920$ h. To je stejná modifikovaná trvanlivost ložiska jako u maziva ISO VG 150 při provozní teplotě $T = 80^\circ\text{C}$.

Po dohodě se zadavatelem jsem zvolil olej Enduratex EP 150 Gear Oil od výrobce Petro Canada pro ložiska i pro zuby převodovky.

Olej se do převodovky lije otvorem pro olej, který elektrobubny mají z boku ve víku, zobrazeno na Obr. 3.3 a minimální a maximální hladina oleje je znázorněná na Obr. 3.4.

Literaturu pro tuto kapitolu jsem čerpal z [9].

12 Závěr

V bakalářské práci jsem navrhl převodovku pro elektrobuben. Při navrhování jsem se držel zadání firmy Wikov MGI a.s. Navržená převodovka splňuje celkový převodový poměr $i_c = 24,5$, který je rozdělený do prvního stupně $i_{1,2} = 5$ a druhého stupně $i_{3,4} = 4,5$.

Navrhl jsem první stupeň $i_{1,2}$ se šikmými zuby a druhý stupeň $i_{3,4}$ s přímými zuby. Rozměr prvního stupně má vliv na celkový průměr elektrobubny, proto jsem zvolil modul z druhé normalizované řady a to 3,5 mm. Ve druhém stupni je modul 4 mm. Vypočtená geometrie byla počítána přesně podle návodu *Návrh čelního soukolí se šikmými zuby* [10] z katedry Částí a mechanismů strojů. Přesným dodržováním návodu jsem si neuvědomil, že jsem vynechal z výpočtu boční vůli j_n . Tuto skutečnost jsme řešili se zadavatelem. Jelikož se jedná o účelový výpočet, sloužící ke zjištění přibližných parametrů převodovky tak tím výpočet tomuto účelu posloužil. Obě soukolí vyhověla pevnostní kontrole.

Návrh hřídelí a uložení byl proveden v demu programu MITCalc [8]. Pro předlohovou hřídel jsem navrhl silový spoj mezi hřídelí a ozubeným kolem, který je zajištěný perem. Spoj má délku 80 mm a v průměru 50 mm. Zvolil jsem uložení H6/r5 se středním přesahem. Obě hřídele vyhověly dovoleným hodnotám průhybu, zkroucení a statické i dynamické bezpečnosti.

Z výpočtů hřídelí jsem zjistil radiální síly v podporách, podle kterých jsem navrhoval ložiska SKF. Na vstupní hřídel jsem navrhl kuličková ložiska SKF 6403 na pozici A a SKF 6412 na pozici B. Na předlohovou hřídel jsem navrhl kuželková ložiska SKF 32307 BJ2/Q na pozici C a SKF 33212/Q na pozici D. Návrh ložisek a hřídelí se mnohokrát opakoval, protože jsem často měnil různé parametry po nových zjištěních. Všechna ložiska vyhověla staticky na nejvyšší možné zatížení vypočítané v návrhu hřídelí a vyhovují zvolené bezpečnosti $S_0 = 2$. Základní trvanlivost všechna ložiska splňují. Nejvíce zatížené ložisko D má základní trvanlivost $L_{10h} = 31\,477$ h, to je nejmenší trvanlivost z navržených ložisek. U tohoto ložiska jsem zvolil mazivo s viskozitním stupněm ISO VG 150, které při předpokládané provozní teplotě 80°C vyhovělo zadané minimální modifikované trvanlivosti ložiska $L_{mh} = 20\,000$ h, konkrétně dosáhlo $L_{mh} = 41\,000$ h. Zvolil jsem olej Enduratex EP 150 Gear Oil od výrobce Petro Canada pro ložiska i pro zuby převodovky.

Výsledkem návrhu je sestavný výkres převodovky v příloze č. 11. V zadání práce je vytvořit jeden výrobní výkres, ostatní názvy výkresů v sestavném výkrese jsou pouze orientační. Po dohodě s vedoucí práce, jsem vytvořil výkres vstupní hřídele převodovky, která je v příloze č. 12. Celou kopii této práce lze najít v digitální podobě v příloze č. 1 (CD v kapse vazby).

Podle mého názoru jsem v této práci splnil všechny zadané cíle.

13 Literatura

- [1] PRAZAK. Střední průmyslová škola strojírenská Kolín. Sborník dokumentů SPS Prazak [online]. Kolín. © 2014 [cit. 2013-9-30]. Dostupné z: http://www.sps-ko.cz/documents/SPS_prazak/15.DOPRAVNÍ_ZARÍZENÍ.pdf
- [2] UK. VAN DER GRAAF, Van der Graaf Drum Motors Drives [online]. Van der Graaf © 2017. [cit. cca. 2016]. Dostupné z: <http://www.vandergraafuk.com>
- [3] USA. VAN DER GRAAF, Van der Graaf Drum Motors [online]. Van der Graaf © 2017. [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: <http://www.vandergraaf.com>
- [4] USA. INTERROLL, Interroll [online]. Interroll © 2017 [cit. Cca. 2016] Dostupné z : <https://www.interroll.com/>
- [5] Prof. Dr. Ing. Němček M.. Program Modul – Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4 [software]. [přístup 2007-05]. Dostupné z: <http://homel.vsb.cz/~nem25/SOFTWARE/CZ/WINDOWS/mod.htm>.
- [6] Prof. Dr. Ing. Němček M.. Program Geometrie – Výpočet ozubení, verze 3. [software]. [přístup cca. 2008]. Dostupné z: <http://homel.vsb.cz/~nem25/SOFTWARE/CZ/WINDOWS/geo.htm>.
- [7] Prof. Dr. Ing. Němček M.. Program CSNw – ČSN 01 4686, verze 1.2 [software]. [přístup cca. 2008-10]. Dostupné z: <http://homel.vsb.cz/~nem25/SOFTWARE/CZ/WINDOWS/csnw.htm>.
- [8] MITCalc: Mechanical, Industrial and Technical Calculation, verze 1.72. [software]. [přístup 2016-01-04]. Dostupné z: http://www.mitcalc.com/en/news_160301.htm.
- [9] Tech Media Publishing, s.r.o. – TechMagazín: Nejrychlejší spojení se světem průmyslové techniky [online]. © 2010 – 2017 [cit. 2013-08-08]. Dostupné z: <http://www.techmagazin.cz/953>
- [10] Doc. Ing. Kaláb K., Ph. D.: Návrh čelního soukolí se šikmými zuby, Vysokoškolská příručka. Příručka VŠB-TU Ostrava, Editační středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava 2010

14 Seznam příloh

Příloha č. 1: CD Konstrukční návrh převodovky pro koaxiální pohon dopravního pásu

Příloha č. 2: Postup navrhování šikmého ozubení

Příloha č. 3: Postup navrhování přímého ozubení

Příloha č. 4: Tabulka parametrů přímého ozubení

Příloha č. 5: Postup navrhování vstupní hřídele

Příloha č. 6: Postup navrhování silového spoje

Příloha č. 7: Postup navrhování předlokové hřídele

Příloha č. 8: Postup navrhování ložiska na pozici A

Příloha č. 9: Postup navrhování ložiska na pozici B

Příloha č. 10: Postup navrhování ložiska na pozici C

Příloha č. 11: Výkres č. R8-Pel0051-00

Příloha č. 12: Výkres č. R8-Pel0051-11